

**Energetische und exergetische Analyse unterschiedlicher
Regelungsstrategien mit Hilfe von Simulationsrechnungen und deren
messtechnische Validierung bei der sorptionsgestützten Klimatisierung auf
Basis wässriger Salzlösungen**

Vom Fachbereich 12 - Maschinenwesen
„Energie-, Maschinen- und Verfahrenstechnik“
an der Universität Duisburg-Essen

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktor - Ingenieur
genehmigte Abhandlung

von

Dipl.-Ing. Frank Elsenheimer
aus Bochum

Bochum, 2003

Tag der mündlichen Prüfung: 26.11.2003

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Fritz Steimle

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Ingo Romey

Vorsitzender: Prof. Dr. -Ing. habil. Klaus Görner

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik der Universität Essen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Fritz Steimle für die Anregung und Unterstützung dieser Arbeit und die mir von Ihm gewährten Freiräume während meiner Anstellung am Institut.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ingo Romey danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und der Übernahme des Koreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Görner danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. Sönke Biel neben den von ihm gegeben wertvollen Anregungen und klärenden Gesprächen für die uns verbindende Freundschaft.

Ebenfalls danke ich den Studenten, die ich während meiner Tätigkeit am Institut betreuen durfte. Mein Dank gilt dabei besonders Herrn Evangelos Mitsakis.

Meiner Frau Dipl. Biol. Nicole Elsenheimer danke ich für die Geduld und ihr Interesse an meiner Arbeit. Ihr technisches Verständnis und ihre Zielstrebigkeit hat mich einige meiner Arbeitsschritte überdenken und optimieren lassen.

Bochum, 2003

Frank Elsenheimer

Kurzfassung

Die Schaffung eines behaglichen Raumklimas stellt die Hauptaufgabe der Komfort-Klimatisierung dar. Die in DIN 1946 Teil 2 definierten Raumtemperaturen und relativen Raumluftfeuchtigkeiten sind dabei einzuhalten. Dazu werden die thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen Heizen, Kühlen, Befeuchten und Entfeuchten durch den Einsatz unterschiedlicher Energieformen ausgeführt. Die Senkung des primärenergetischen Aufwands steht seit Jahren im Vordergrund der Forschung. Dies kann durch die Verbesserung bereits bestehender Verfahren aber auch durch die Einführung neuer Techniken erreicht werden. Üblicherweise wird die Entfeuchtung der Außenluft mittels Oberflächenkühler durchgeführt. Das zum Betrieb der Kühler erforderliche Kaltwasser wird fast ausschließlich durch den Einsatz von Kompressions- bzw. Absorptionskältemaschinen bereitgestellt. Dazu ist Strom zum Antrieb des Kompressors bzw. Wärme auf einem Temperaturniveau von 80 – 160°C erforderlich. Eine alternative Möglichkeit zur Entfeuchtung und Kühlung der Außenluft ist durch den Einsatz offener sorptiver Systeme gegeben. Man unterscheidet dabei die Verfahren mit festen und die mit flüssigen Sorbentien.

Im Rahmen dieser Arbeit werden energetische und exergetische Einsparungen durch den Einsatz der sorptionsgestützten Klimatisierung bei Verwendung wässriger Salzlösungen bei Berücksichtigung der Regelungsstrategie aufgezeigt. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden messtechnische Untersuchungen und Simulationen eines Gesamtsystems durchgeführt. Das System wurde dabei aus dem sorptionsgestützten Zentralklimagerät und den auch bei den Messungen simulierten Teilsystemen, Solaranlage, Heizungsanlage, Kühldecke, Gebäude und den klimatischen Bedingungen am Aufstellungsort der Anlage gebildet. Zur Simulation mussten alle Komponenten des Gesamtsystems numerisch und analytisch modelliert werden. Besondere Schwierigkeiten stellten dabei die Modellierung der im Kreuzstrom betriebenen Stoffaustauschapparate und die Modellierung der im Zentralklimagerät integrierten indirekten Verdunstungskühlung dar. Eine energetisch und exergetisch optimierte Regelung des Klimatisierungssystems im Gesamtsystem ist in großem Maße von der Masse der zur Absorption eingesetzten wässrigen Salzlösung abhängig. Gerade die diskontinuierliche Betriebsweise der den Entfeuchtungsprozess antreibenden Regeneration des Sorptionsmittels ist diesbezüglich von besonderer Bedeutung. So ist die verlustfreie Speicherung von Solarenergie durch die Aufkonzentrierung der wässrigen Salzlösung möglich.

Zur Simulation des Gesamtsystems wurde die Simulationssoftware Simulink 4.0 / Matlab 6.1 verwendet. Das erstellte Simulationstool wurde durch die messtechnische Untersuchung validiert. Dadurch kann sowohl die nachträgliche Einbindung der Sorption in bereits bestehende Anlagen als auch die Neuplanung aller beteiligten Gewerke ganzheitlich optimiert erfolgen.

1	Einleitung	1
2	Grundlagen der sorptionsgestützten Klimatisierung mit wässrigen Salzlösungen	4
3	Aufbau der untersuchten Versuchsanlage	9
3.1	Darstellung der Gesamtanlage im Labor	9
3.2	Aufbau der Absorptionseinheit	11
3.3	Aufbau der Regenerationseinheit	12
4	Messtechnische Untersuchung der Absorption und Regeneration	13
4.1	Eigenschaften des Absorbers bei konstanten Bedingungen	13
4.2	Eigenschaften des Regenerators bei konstanten Bedingungen	15
4.3	Eigenschaften des Regenerators bei Variation ausgesuchter Parameter	16
4.4	Indirekte Verdunstungskühlung	20
5	Berechnung des Wärme- und Stoffübergangs in Füllkörperpackungen bei Phasenführung im Kreuzstrom	24
5.1	Theoretische Beschreibung des Wärme- und Stoffaustausches	24
5.2	Darstellung der Berechnungsergebnisse	28
6	Messtechnische Untersuchung der Gesamtanlage unter dynamischen Randbedingungen	35
6.1	Simulation und Beschreibung der gebäudespezifischen Parameter	37
6.1.1	Mathematische Beschreibung	37
6.1.2	Festlegung der Gebäudespezifischen Parameter	43
6.1.3	Validierung des Gebäudemodells	45
6.2	Simulation und Beschreibung der thermischen Solaranlage	48
6.2.1	Auslegung der Solaranlage	49
6.2.2	Mathematische Beschreibung der Solaranlage	52
6.2.2.1	Kollektoren	52
6.2.2.2	Solarwärmespeicher	54
6.2.2.3	Solarkreispumpe	55
6.3	Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung der dynamischen Betriebsweise der Gesamtanlage	56

7 Theoretische Beschreibung der Gesamtanlage	63
7.1 Beschreibung des Sorptionmodells	64
7.2 Validierung des Gesamtmodells	69
7.3 Definition der verschiedenen Regelungsstrategien	71
7.3.1 Diskontinuierliche Absorption und Regeneration	73
7.3.2 Kontinuierliche Absorption und Regeneration	75
7.4 Simulation der Gesamtanlage für die jährliche Entfeuchtungsperiode	77
7.4.1 Ergebnisse der diskontinuierlichen Betriebsweise	78
7.4.2 Ergebnisse der kontinuierlichen Betriebsweise	80
8 Energetische und exergetische Analyse unterschiedlicher Regelungsstrategien	82
8.1 Kennzahlen der energetischen Beurteilung	82
8.2 Kennzahlen der exergetischen Beurteilung	83
8.3 Energetische und Exergetische Analyse der Luftentfeuchtung mittels wässriger Salzlösungen	88
8.3.1 Energetische und exergetische Analyse der Absorption unter stationären Bedingungen	89
8.3.2 Energetische und exergetische Analyse der Regeneration unter stationären Bedingungen	99
8.3.3 Energetische und exergetische Analyse des Gesamtprozesses	102
9 Optimierte energetische und exergetische Auslegung des Gesamtklimasystems	107
9.1 Geometrische Auslegung von Absorber und Regenerator	108
9.2 Betrieb des Regenerators mit Wärmerückgewinnung	124
9.3 Nutzung der thermischen Solarenergie als Wärmequelle zur Regeneration	127
10 Zusammenfassung	131
11 Literatur	134
12 Anhang	138
12.1 Beschreibung des Programmierung der Solaranlage	138
12.2 Beispiele zur Programmierung der Regelung	139
12.3 Fehlergrenzen der eingesetzten Messtechnik	140

12.4 Zusatzdiagramme zur Beurteilung der Wärmerückgewinnung im Regenerationsprozess	141
----------------------------------------------------------------------------------------	-----

Formelzeichen und Symbole

a	[m ² /m ³]	spezifische Oberfläche der trockenen Schüttung
A	[m ²]	Oberfläche
b	[m]	Breite der Schüttung
B1	[-]	Konstante zur Bestimmung des Druckverlustes
B2	[-]	Konstante zur Bestimmung des Druckverlustes
c _p	[J/kg×K]	spez. Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
D	[m]	Dispersionskoeffizient
e	[J/kg]	spez. Exergie
E	[J]	Exergie
\dot{E}	[W/m ²]	Globalstrahlung
f	[-]	Korrekturfaktor
f _a	[-]	Formfaktor
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
h	[J/kg]	spez. Enthalpie
h	[m ³ /m ³]	Flüssigkeitsinhalt
k ₀	[W/m ² ×K]	linearer Wärmeverlustkoeffizient
k ₁	[W/m ² ×K ²]	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient
l	[m]	Berieselungslänge
l	[m]	Länge
L	[kg]	Flüssigkeitsmasse
Le	[-]	Lewiszahl
m	[kg]	Masse
mp	[kg/s]	Massenstrom
Nu	[-]	Nusseltzahl
p	[Pa]	Druck
P	[W]	Leistung
Pr	[-]	Prandtlzahl

Q	[J]	Wärme
R	[J/kg×K]	spezielle Gaskonstante
r ₀	[J/kg]	spez. Verdampfungsenthalpie
Re	[-]	Reynoldszahl
s	[J/kg×K]	spez. Entropie
t	[°C]	Temperatur
t	[s]	Zeit
T	[K]	Absoluttemperatur
T _{tau}	[K]	Taupunkt-Absoluttemperatur
u	[m ³ /m ² ×s]	Berieselungsstärke bezogen auf die Berieselungsfläche
V	[m ³]	Volumen
w	[m/s]	Gasgeschwindigkeit
x _g	[kg _{Salz} /kg _{Lösung}]	Gewichtskonzentration der Salzlösung
Y	[g _W /kg _{tr.L.}]	Wasserbeladung der Luft
z	[m]	Höhe

Zeitbezogene Größen sind mit einem Punkt über dem Formelzeichen gekennzeichnet.

Griechische Symbole

Δ	[-]	Differenz
φ	[-]	relative Luftfeuchtigkeit
Φ	[-]	Rückwärmzahl
Φ	[-]	Wärmestromverhältnis
Θ	[°]	Randwinkel
α	[-]	Salzgewichtskoeffizient aus der Dampfdruckformel
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
α	[-]	Taupunktkoeffizient LiCl
β	[m/s]	Stoffübergangskoeffizient
ε	[m ³ /m ³]	Lückengrad der Schüttung
η	[-]	Wirkungsgrad

η	[Pa·s]	dynamische Viskosität
λ	[-]	Rohrreibungszahl
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[N/m ²]	Oberflächenspannung
ω	[-]	Taupunktkoeffizient LiCl
ζ	[-]	Widerstandsbeiwert

Indizes:

l+Y	feuchte Luft
A	Austritt
Ab	Abluft
Au	Außenluft
b	benetzt
D	Wasserdampf
E	Eintritt
el	elektrisch
frei	freier Querschnitt
G	Gas
H	Heizung
K	Kugel
L	Flüssigkeit (Liquid)
lam	laminar
LiCl	Lithiumchlorid
m	Mittel
M	Motor
P	Primärenergie
P	Pumpe
R	Raum

S	Sättigung
Sa	Salz
tau	Taupunkt
tr.	trocken
tr.L.	trockene Luft
turb	turbulent
U	Umgebung
V	Ventilator
W	Wasser
Zu	Zuluft

1 Einleitung

Die Nutzung der Klimatisierung zur Schaffung behaglicher Raumluftzustände ist heutzutage kaum noch aus der Gebäudetechnik in Büro- und Verwaltungsbauten wegzudenken. Neben der Erkenntnis, dass behagliche Raumluftzustände zu einer Produktivitätssteigerung des Personals führen, liegt dies hauptsächlich an einer Steigerung der in das Gebäude eindringenden thermischen und stofflichen Lasten. Wesentlich beteiligt daran ist die moderne Architektur durch Einsatz großer Glasflächen als Fassadenelemente und der verstärkte Einsatz der elektronischen Datenverarbeitung in den zu klimatisierenden Räumen. Die Verwendung von Baumaterialien mit geringer Wärmespeicherfähigkeit wirkt sich ebenso negativ auf die Kühllast aus. All diese Gesichtspunkte gemeinsam betrachtet, kann festgehalten werden, dass der traditionelle Heizfall für Büro- und Verwaltungsgebäude gegenüber dem Kühlfall an Bedeutung verliert.

Da in vielen Anwendungen die Abfuhr der Wärme über natürliche Lüftung nicht mehr möglich ist, erfolgt sie in modernen Gebäuden mit Hilfe von Klimaanlage, die als Luft-Wasser- oder Nur-Luft-System ausgeführt sind. Sollen über das ganze Jahr nach DIN 1946 Teil 2 behagliche Raumluftzustände eingehalten werden, so ist die Installation einer Klimaanlage unumgänglich. Die Bezeichnung einer Anlage als Klimaanlage kann entsprechend der DIN 1946 Teil 1 nur dann erfolgen, wenn die Luftbehandlungsfunktionen Heizen, Kühlen, Befeuchten und Entfeuchten in der Anlage durchgeführt werden können [11]. Anlagen, die dieses Kriterium nicht erfüllen, werden als Teilklimaanlage bzw. als Lüftungsanlage bezeichnet und eignen sich nicht als Systeme zur Schaffung behaglicher Raumluftkonditionen über das ganze Jahr.

Neben dem hohen Komfortanspruch der Nutzer an das klimatisierte Gebäude rückt neben dem wirtschaftlichen Betrieb die ökologische Beurteilung der gebäudetechnischen Anlagen immer weiter in den Vordergrund. Durch den wirtschaftlichen Einsatz regenerativer Energien kann beiden Ansprüchen genüge getan werden. Das Gesamtsystem kann jedoch nur dann die Erwartungen erfüllen, wenn in der Planung alle relevanten Teilsysteme, insbesondere die Bauphysik, berücksichtigt werden. Dabei ist es wichtig festzuhalten, dass die energetische Deckungsrate regenerativer Energien nicht hundert Prozent der im System eingesetzten Energien betragen muss. Eine Kombination regenerativer Systeme mit konventioneller Technik ist in jedem Fall zu prüfen.

Die solare Kühlung bietet die Möglichkeit, regenerative Energiequellen energetisch und wirtschaftlich günstig in die Gebäudetechnik zu integrieren. Bild 1.1 zeigt einen Überblick über Prozesse, die mit Hilfe der Solarenergie durchgeführt werden können.

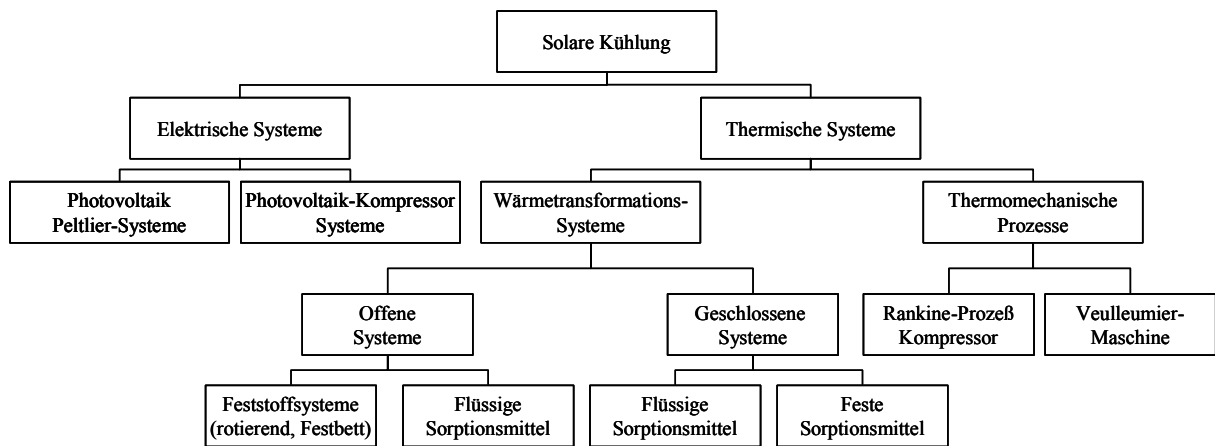


Bild 1.1: Systeme der solaren Kühlung [19]

Im Rahmen dieser Arbeit werden nach energetischen und exergetischen Gesichtspunkten verschiedene Regelungsstrategien zur Klimatisierung mit flüssigen Sorbentien untersucht und Optimierungsmöglichkeiten entwickelt. Diese Systeme finden sich als offene Systeme der Wärmetransformationsprozesse mit thermischer Solarenergie als Antriebsenergie in Bild 1.1 wieder.

Grundsätzlich werden die Wärmetransformationsprozesse der solaren Klimatisierung in offene und geschlossene Systeme unterschieden. Bei geschlossenen Prozessen wird das Kältemittel in einem geschlossenen Kreislauf geführt und kommt mit dem zu kühlenden Prozess nicht in direkten Kontakt. Als Beispiel für geschlossene Prozesse können Adsorptions- und Absorptionskältemaschinen angeführt werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese nicht weiter behandelt.

Die offenen Systeme werden in Prozesse mit festen und in Prozesse mit flüssigen Sorptionsmitteln unterschieden. Wesentlich bei der Beurteilung dieser beiden Varianten ist die unterschiedliche Speicherkapazität der verwendeten Stoffe. Ein großer Nachteil der Systeme mit festen Sorbentien ist die Erfordernis einer kontinuierlichen Regeneration des Sorptionsmittels. Bei Verwendung von flüssigen Sorbentien kann ohne weiteres eine Trennung von Absorption und Desorption erfolgen. Diese Möglichkeit bietet große Chancen für den Einsatz der thermischen Solarenergie. Derzeit wird in Deutschland die Solarthermie hauptsächlich zur Brauchwasserbereitung und zur Heizungsunterstützung eingesetzt. Untersucht man die Nutzungsmöglichkeiten dieser Technik in gewerblich genutzten Gebäuden, wie z.B. Verwaltungsgebäuden und Kaufhäusern, so fällt auf, dass sich diese durch einen niedrigen Brauchwasserbedarf auszeichnen. Gleichzeitig haben diese Gebäude einen hohen Klimatisierungsbedarf [16]. Erfolgt die Auslegung der thermischen Solaranlage nach dem

Brauchwasserbedarf, so ist die zur Verfügung stehende Leistung für die Heizungsunterstützung sehr gering. Es kann bei wirtschaftlicher Auslegung des Systems nur eine Unterstützung in der Übergangszeit erfolgen. In den Wintermonaten kann kein nennenswerter Beitrag erreicht werden. Wird das solarthermische System bezüglich einer Heizungsunterstützung ausgelegt, so ist die im Sommer zu erzielende Heizleistung um ein vielfaches höher als der Brauchwasserbedarf. Ein Heizwärmebedarf ist aber in den Sommermonaten nicht gegeben.

Durch die Einbindung der solargestützten Klimatisierung ist es möglich, die Nutzungszeit der Solarkollektoranlage deutlich zu steigern. Ein wesentlicher Nachteil der bisher am Markt verfügbaren offenen solaren Klimatisierungssysteme ist das hohe Temperaturniveau der Regeneration des Sorptionsmittels. Beachtet man die Leistungscharakteristik von Solarkollektoren, so fällt auf, dass ihr thermischer Wirkungsgrad neben der Abhängigkeit von der solaren Einstrahlung überproportional von der mittleren Temperaturdifferenz zwischen dem Absorber des Kollektors und der Umgebung abhängig ist. Dies in Kombination mit der verfahrenstechnisch notwendigen kontinuierlichen Desorption zur Aufrechterhaltung des adsorptiven Entfeuchtungsprozesses wirkt sich nachteilig auf die Beurteilung des Gesamtsystems aus.

Bei einem Einsatz von wässrigen Salzlösungen ist demgegenüber neben der Nutzung von Niedertemperaturwärme zur Regeneration die verlustfreie Speicherung von Solarenergie durch die Konzentration der wässrigen Salzlösung möglich. Die Verbindung der Leistungscharakteristik der dabei verwendeten Stoffaustauschapparate mit dem Wirkungsgradverhalten der Solarenergieanlage macht es möglich, optimierte Regelungsvarianten zu entwickeln. Diese sind an herrschenden Randbedingungen wie etwa den Aufstellungsort, der Leistungsfähigkeit der Solaranlage und dem vom Betreiber gewünschten solaren Deckungsgrad der Anlage anzupassen.

2 Grundlagen der sorptionsgestützten Klimatisierung mit wässrigen Salzlösungen

Die sorptionsgestützte Klimatisierung mit wässrigen Salzlösungen beruht auf dem thermischen Trennverfahren der Sorption. Als Sorption wird bezeichnet, wenn ein Stoff einen anderen selektiv aufnimmt. Die aufnehmende Substanz wird dabei als Sorbens und der aufgenommene Stoff als Sorbat bezeichnet. Grundsätzlich wird die Sorption in Ad- und Absorptionsprozesse unterschieden. Im Fall der Luftentfeuchtung findet eine physikalische Absorption des Wasserdampfs an das Sorbens statt, wobei diese Eigenschaft des Sorbens als hygroskopisch bezeichnet wird.

Wässrige Salzlösungen weisen ein hohes Potential zur Wasserdampfaufnahme bei Umgebungstemperaturniveau auf [30]. Solange eine Partialdruckdifferenz zwischen der wässrigen Salzlösung und der mit ihr in Kontakt befindlichen Luft besteht, wird ein Stoffaustausch zwischen den beiden Fluiden stattfinden. Dieser Vorgang wird solange aufrecht erhalten, bis sich zwischen der feuchten Luft und der wässrigen Salzlösung ein Gleichgewichtszustand einstellt. Durch die Aufnahme von Wasser aus der Luft ändert sich die Absorptionsfähigkeit der Salzlösung. Um die Hygroskopizität der Salzlösung wieder herzustellen, muss ein der Absorption gegenläufiger Prozess durchgeführt werden. Man spricht in diesem Zusammenhang von Desorption beziehungsweise von der Regeneration des Lösungsmittels. Der Wasserdampfpartialdruck der Lösung ist abhängig von der Salzkonzentration und der Temperatur. Diese und andere Stoffeigenschaften sind mehrfach in der Vergangenheit untersucht worden [17], [31], [23].

Neben günstigen Stoffeigenschaften sind noch weitere Anforderungen, wie eine hohe chemische Stabilität und ein geringes Gefährdungspotential, an das Sorptionsmittel zu stellen [31].

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Luftentfeuchtung mit wässriger Lithiumchloridlösung untersucht. In Bild 2.1 ist die Temperatur der wässrigen Salzlösung, bei der kein Stoffaustausch zwischen dieser und der feuchten Luft stattfindet, in Abhängigkeit von der Massenkonzentration der Lösung dargestellt.

Zur Erläuterung des Diagramms ist die absolute Luftfeuchtigkeit von $12 \text{ g}_w/\text{kg}_{r.L.}$ in der Abbildung als verstärkte Linie gekennzeichnet. So stellt bei einer auf die Lösungsmasse bezogenen Konzentration des Salzes von 30 % eine mittlere Temperatur im Stoffaustauschapparat von 32°C die Grenze zwischen Absorption und Regeneration der wässrigen Salzlösung dar.

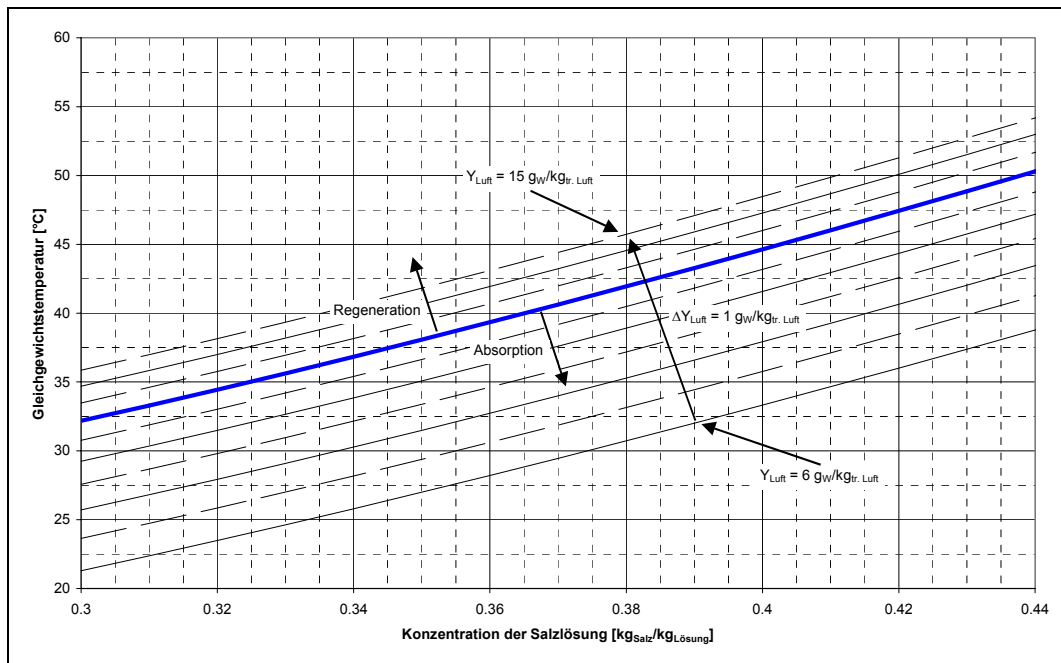


Bild 2.1: Darstellung der Gleichgewichtstemperatur in Abhängigkeit von der Temperatur der wässrigen Lithiumchloridlösung

Es muss also das Ziel sein, in dem Stoffaustauschapparat durchgängig ein Temperaturniveau der Salzlösung zu erreichen, welches dem gewünschten Prozess entspricht. So ist zur Regeneration der Salzlösung auf eine Konzentration von beispielsweise 42 % bei einer absoluten Luftfeuchtigkeit der Luft von 12 gW/kg_{tr.L.} eine Temperatur von 47,5°C erforderlich. Beträgt die Luftfeuchtigkeit nur 8 gW/kg_{tr.L.}, so erreicht man bei einer Temperatur von bereits 40,5°C die Gleichgewichtslinie. Die Regeneration kann dann auf einem tieferen Temperaturniveau erfolgen. Die Absorption verhält sich dementsprechend. Ein wesentlicher Unterschied ist jedoch, dass bei der Absorption eine erforderliche absolute Zuluftfeuchte nicht überschritten werden darf. Das heißt, dass in Abhängigkeit von der Außenluftfeuchtigkeit und der mittleren Soletemperatur im Stoffaustauschapparat unterschiedliche Konzentrationen der wässrigen Salzlösung den Anforderungen genügen können. Bei hohen Außenlufttemperaturen und Außenluftwassergehalten wird für den Prozess der Absorption bei deutlich höheren Konzentrationen der wässrigen Salzlösung ein Austausch der im Stoffaustauschapparat befindlichen Lösung erfolgen müssen als bei niedrigeren Außenluftparametern.

Die Zustandsänderungen der feuchten Luft bei der sorptionsgestützten Klimatisierung mit wässrigen Salzlösungen sind in Bild 2.2 im Mollier h, x-Diagramm dargestellt. Die dargestellten Verläufe sind als Beispiel zu betrachten. Der Zustandsverlauf ist gültig für eine Außenlufttemperatur von 32°C bei einer Feuchte von 12 gW/kg_{tr.L.}. Der Abluftzustand liegt bei einer Temperatur von 26°C bei einer Feuchte von 8,2 gW/kg_{tr.L.}

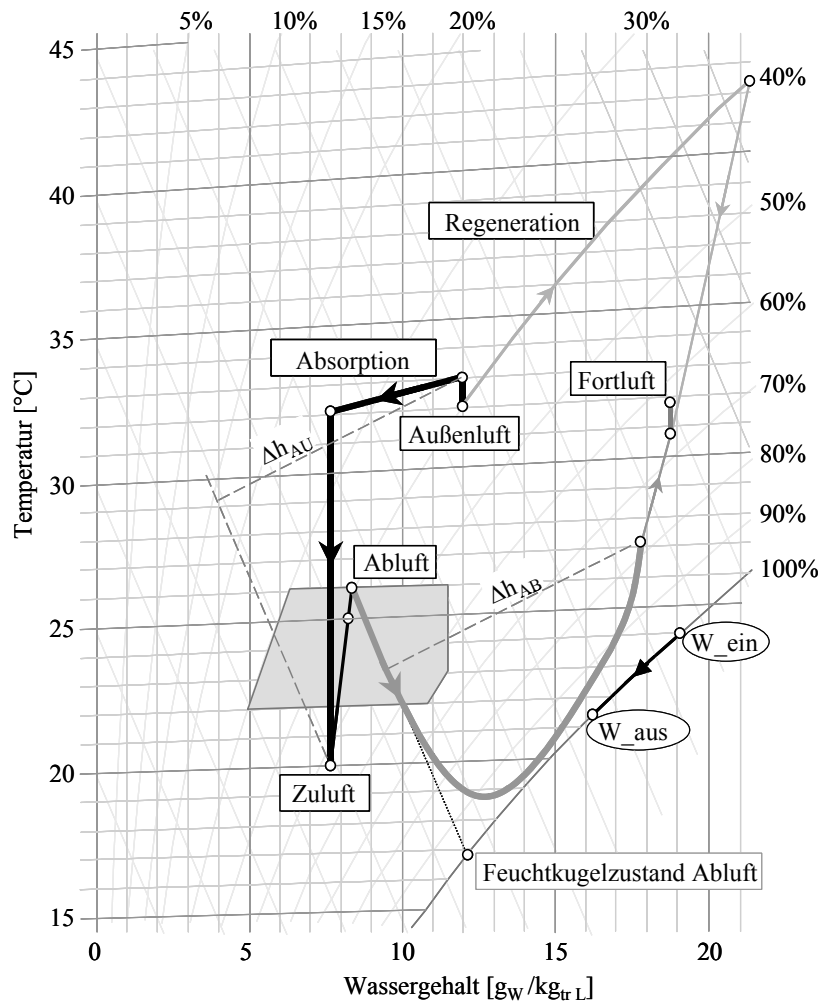


Bild 2.2: Betriebsweise des Klimasystems im h,x-Diagramm [5]

Aufgrund der Temperaturerhöhung im Zuluftventilator erwärmt sich die Außenluft um 1 K. Durch die Kühlung der Salzlösung ist es möglich, eine isotherme Luftentfeuchtung auf eine Zuluftfeuchte von $7,7 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr,L}$ zu erreichen. Das Verdunstungskühlsystem ermöglicht im Anschluss an die Entfeuchtung eine Temperaturabsenkung der Luft auf einen Zuluftzustand von 20°C . Aufgrund sensibler und latenter Wärmelasten steigt die Lufttemperatur und -feuchte entlang der Raumkennlinie an und definiert eindeutig den Abluftzustand. Durch die Wärmeübertragung zwischen Ab- und Außenluft und der Rückkühlung des Entfeuchtungsprozesses durch die indirekte Verdunstungskühlung steigt die spezifische Enthalpie der Abluft in dem Verdunstungskühlsystem um $\Delta h_{AB} = 25,0 \text{ kJ/kg}$. Bei einem Luftmassenstromverhältnis zwischen Zu- und Abluft von 1,0 sind die Werte von Δh_{AB} und Δh_{AU} gleich groß. Die Abluft verlässt den Wärmeübertrager mit einer Temperatur von 27°C und einer Feuchte von etwa $18 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr,L}$. Bei gleichzeitiger Regeneration werden Abluft und Regenerationsluft gemischt und verlassen als Fortluft die Anlage.

Der reale Prozess kann in vielen Punkten von dem hier dargestellten Verlauf abweichen. So ist beispielsweise nicht immer eine Entfeuchtung auf $7,7 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr. L.}}$ erforderlich. Soll das System als Nur-Luft-Anlage betrieben werden, so ist die Anlage so auszulegen und zu betreiben, dass ausreichend niedrige Zulufttemperaturen erreicht werden. Da die Zulufttemperatur direkt von der Feuchtkugeltemperatur der Abluft abhängig ist, kann nur durch Senkung der Abluftfeuchte diese Möglichkeit geschaffen werden. Die höhere Entfeuchtungsbreite kann wiederum nur durch eine Erhöhung der Antriebsenergie der Solepumpen oder durch einen höheren apparativen Aufwand wie z.B. durch eine Vergrößerung der Packungslänge realisiert werden. Eine weitere Möglichkeit der Prozessmodifikation stellt die Kühlung der Luft im Absorber dar. Dies kann durch Senkung der Soleeintrittstemperatur, aber auch durch eine Erhöhung des Solemassenstroms realisiert werden. Ob durch diesen Schritt die Leistungsabfuhr des Gesamtprozesses gesteigert werden kann, ist im Einzelfall zu prüfen, da neben der Charakteristik des Absorbers die Eigenschaften der Verdunstungskühlung und der eingesetzten Wärmeübertrager berücksichtigt werden müssen.

Um eine Eingliederung der sorptionsgestützten Klimatisierung in das Gebiet der solaren Kühlung zu erlauben ist es erforderlich Kenntnis über die Anforderungen zu besitzen. Ein erster Schritt ist die Darstellung der Charakteristischen Wetterdaten für den Aufstellungsort des zu klimatisierenden Gebäudes. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Daten des Testreferenzjahres Gebiet 03 verwendet.

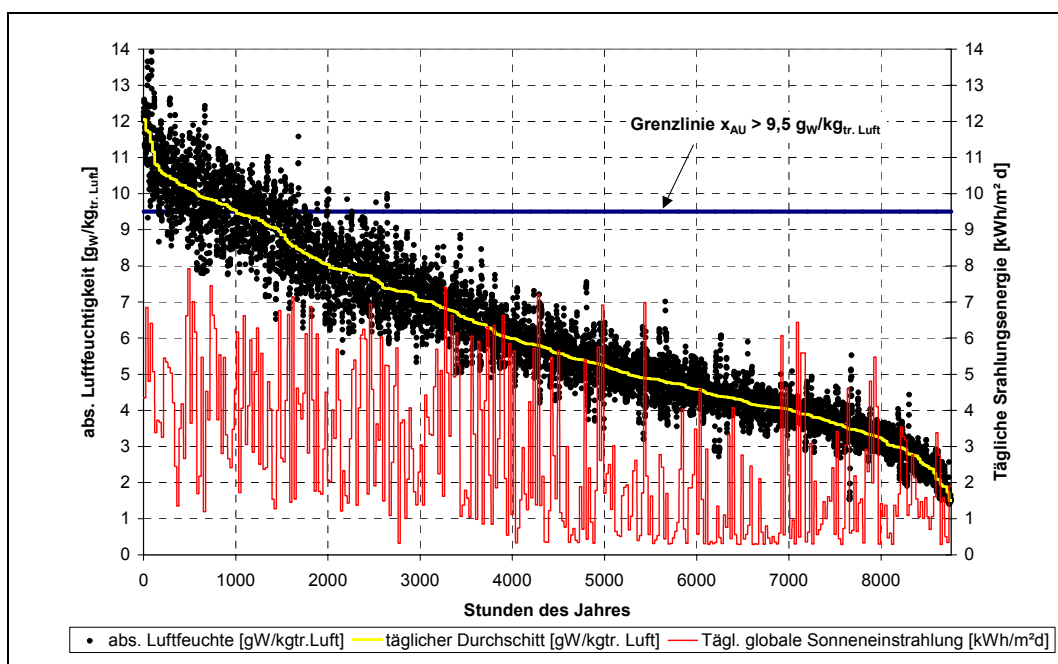


Bild 2.3: Absolute Außenluftfeuchte und tägliche Solarstrahlungsenergie, TRY 03

In Bild 2.3 ist die mittlere tägliche absolute Außenluftfeuchtigkeit des Testreferenzjahres 03 entsprechend ihres Absolutwertes sortiert dargestellt. Die stündlichen Werte der absoluten Luftfeuchtigkeit und die am jeweiligen Tag auf die horizontale Fläche treffende tägliche Globalstrahlungsenergie sind entsprechend zugeordnet. Es ist zu erkennen, dass die maximale mittlere Außenluftfeuchtigkeit bei ca. $12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ liegt. Die mittlere tägliche Globalstrahlung auf die horizontale Fläche zeigt, in dem für die solare sorptionsgestützte Klimatisierung relevanten Bereich der absoluten Außenluftfeuchtigkeit größer $9,5 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$, stark schwankende Eigenschaften. Die Nutzung entsprechender Daten sind bei einer Kombination der Techniken der sorptionsgestützten Klimatisierung mit der Solarthermie von entscheidender Bedeutung.

Es sei an dieser Stelle auf die Nutzung der solaren Klimatisierung in Gegenden der Welt mit höheren solaren Einstrahlungen als in Mitteleuropa verwiesen. Bild 2.4 zeigt, dass in weiten Teilen Europas wesentlich bessere Rahmenbedingungen für die solare Klimatisierung zu finden sind als in Deutschland.

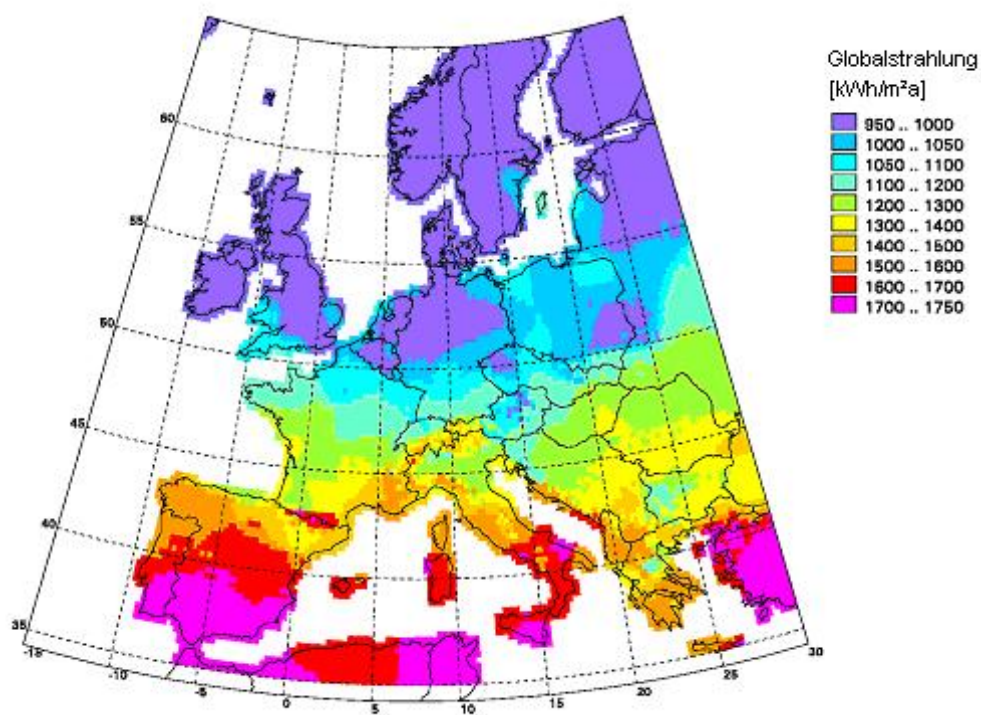


Bild 2.4: Kumulierte Globalstrahlung in kWh/(m² a) für Europa [26]

3 Aufbau der untersuchten Versuchsanlage

Im Rahmen eines Forschungsvorhabens wurde am Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik der Universität Essen eine Anlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung auf Basis wässriger Salzlösung entwickelt. Die im Rahmen des Forschungsvorhabens gewonnenen Erkenntnisse fließen als Grundlage mit in diese Arbeit ein [30], [5].

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Teilklimaanlage ist nur zur Untersuchung der Luftentfeuchtung konzipiert worden. Es können somit nicht alle nach DIN 1946 Teil 1 [11] definierten Luftbehandlungsfunktionen durchgeführt werden.

3.1 Darstellung der Gesamtanlage im Labor

In Bild 3.1 ist die Anordnung der Gesamtanlage im Labor dargestellt. Die Gesamtanlage besteht aus folgenden Komponenten:

- dem Zentralgerät mit den Ventilatoreinheiten und indirekter Verdunstungskühlung
- der Absorptionseinheit
- der Regenerationseinheit

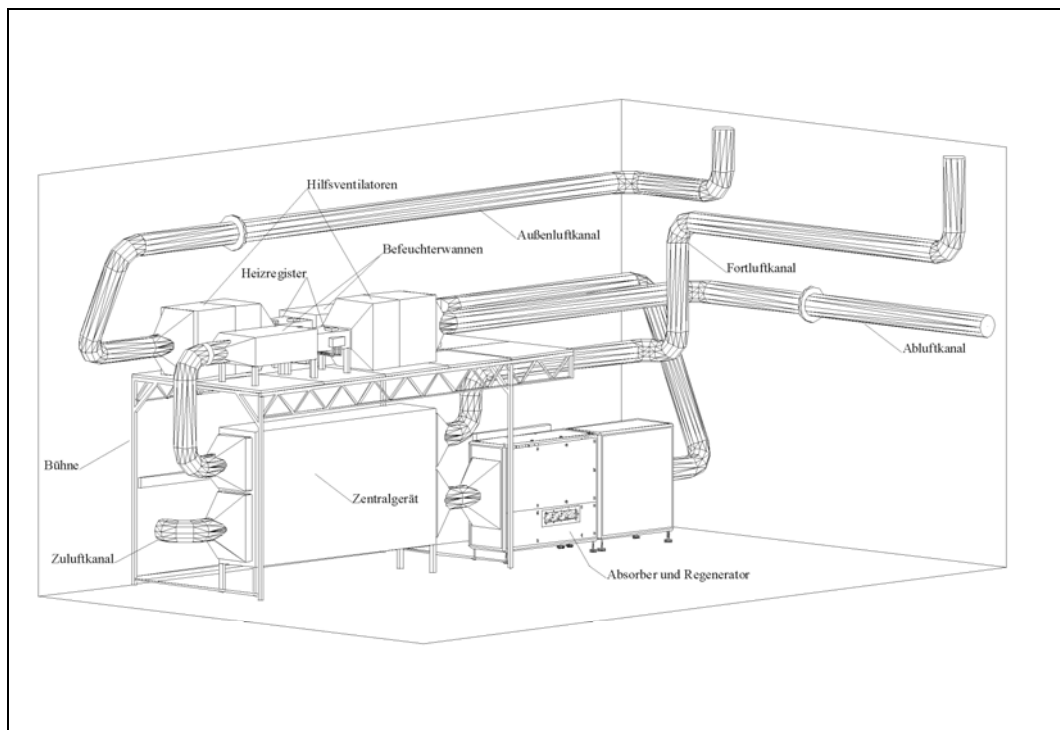


Bild 3.1: Darstellung der Gesamtanlage und der Luftaufbereitungseinheiten [5]

Neben den bisher beschriebenen Komponenten sind noch weitere Bauteile für den ganzjährigen Betrieb der Anlage installiert worden. Durch die Außen- und Abluftaufbereitungseinheiten

konnten die benötigten Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten eingestellt werden. Die eingesetzten Stützventilatoren für den Abluft- und Außenluftstrang wurden zur Kompensation der durch die eingesetzten Messblenden und Aufbereitungseinheiten hervorgerufenen Druckverluste verwendet. Die Drucklage an den Anschlussstutzen wurde realitätsnah eingestellt, um die Temperaturerhöhung durch die Hauptventilatoren im Zentralgerät konstant zu halten. Die Zentraleinheit ist schematisch in Bild 3.2 dargestellt.

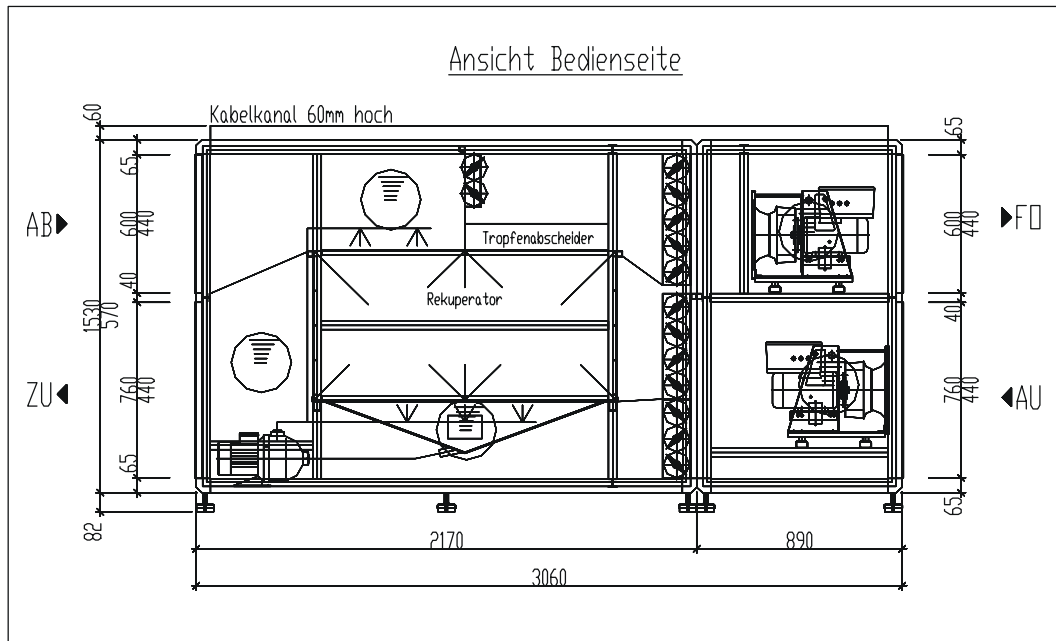


Bild 3.2: Darstellung des verwendeten Zentralklimageräts, Typ Adsolair / Menerga Apparatebau GmbH

Eine schematische Darstellung des Gesamtsystems unter Einbeziehung der soleführenden Leitungen erfolgt in Bild 3.3.

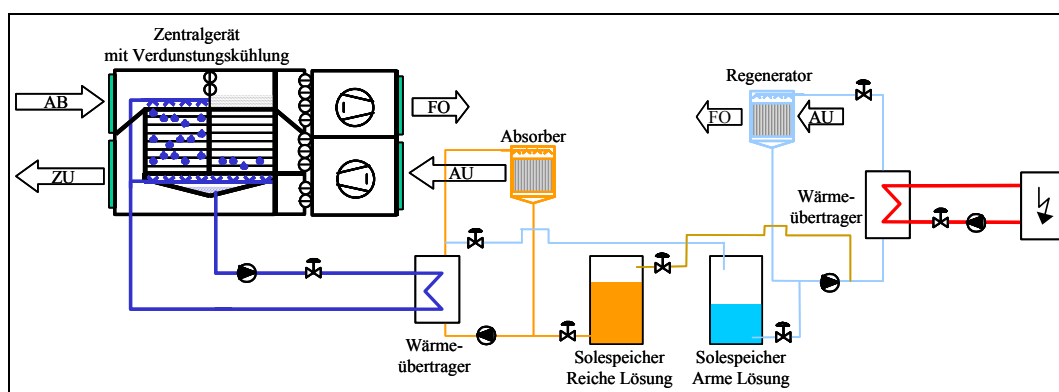


Bild 3.3: Schematische Darstellung der Gesamtanlage

Als besonderes Merkmal wird auf die Kombination der Absorption mit der indirekten Verdunstungskühlung des Zentralgeräts hingewiesen. Durch diese Kombination wird die Zulufttemperatur gegenüber der indirekten Verdunstungskühlung ohne Wärmeeinspeisung in

jedem Fall erhöht. Diese Vorgehensweise reduziert den apparativen Aufwand um einen externen Kühlturm, der auch bei hohen Feuchtkugeltemperaturen betrieben werden muss. Ob diese Vorgehensweise im realen Anwendungsfall angebracht ist, ist durch den Planer nach Berechnung der maximalen Lasten des zu klimatisierenden Gebäudes und der Kosten für eine alternative Anlagenkonfiguration festzulegen. Die Wärmebereitstellung für die Regeneration erfolgt bei der Laboranlage rein elektrisch und ersetzt so die Anbindung konventioneller Heiztechnik bzw. alternativer Heizverfahren wie der Solarthermie oder der Abwärmenutzung von BHKW's (Gas, Brennstoffzelle, etc.).

Auf die wesentlichen Komponenten der sorptionsgestützten Klimaanlage wird in den nachfolgenden Kapiteln kurz eingegangen:

3.2 Aufbau der Absorptionseinheit

Der Absorber ist als Kreuzstromapparat ausgeführt. Das heißt, dass die Füllkörperschüttung von oben mit der verwendeten wässrigen Salzlösung berieselt wird. Als Verteilsystem werden dabei fest installierte Rohre aus Polypropylen verwendet. Die Austrittsöffnungen haben einen Innendurchmesser von $d = 1 \text{ mm}$ und einen Abstand von 10 mm voneinander. Als Füllkörper werden Pallringe aus Polypropylen eingesetzt. Die Vorzüge der Stromführung im Kreuzstrom gegenüber einer Phasenführung im Gleich- oder Gegenstrom wurden für den betrachteten Anwendungsfall von Biel [4] eingehend erläutert. Die zu entfeuchtende Luft wird horizontal durch den Apparat geführt. Eine Bypassführung des Luftstroms am Absorber vorbei zur Reduktion der Entfeuchtungsbreite und der Antriebsenergie des Außenluftventilators ist möglich. Der durch die Absorption des Wasserdampfs freiwerdende Wärmestrom wird durch die indirekte Verdunstungskühlung an den Fortluftstrom abgeführt. Zur Inbetriebnahme wird der Absorber bis auf den maximalen Füllstand der wässrigen Salzlösung gefüllt. Die somit im Absorber befindliche Salzlösung verweilt so lange im Kreislauf, bis die erforderliche Entfeuchtungsbreite nicht mehr erreicht wird. Ist dies der Fall, folgt ein Austausch der abkonzentrierten Lösung mit höher konzentrierter Lösung aus einem externen Solespeicher. Die abkonzentrierte Lösung wird in einen weiteren externen Speicher zur Speicherung der abkonzentrierten Lösung gepumpt.

In Bild 3.4 ist der Absorptionskreislauf schematisch dargestellt.

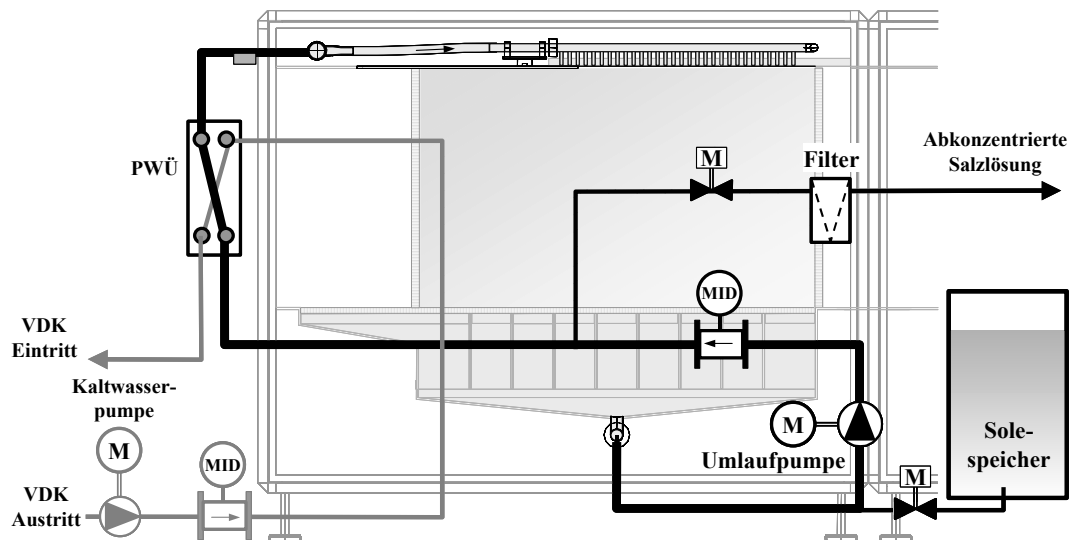


Bild 3.4: Schematische Darstellung des Absorptionskreislaufs

Die Menge der verwendeten Salzmasse zur Speicherung der wässrigen Salzlösung und die damit einhergehende Dimensionierung der Solespeicher ist für die Betriebsweise der Sorptionseinheit von entscheidender Bedeutung. Die im Labor verwendeten Speicherbehälter sind mit einem Volumen von ca. 100 l klein gehalten. Dadurch ist die Speicherkapazität von Solarenergie stark begrenzt und die diskontinuierliche Betriebsweise der Stoffaustauschapparate eingeschränkt.

3.3 Aufbau der Regenerationseinheit

Die Regenerationseinheit entspricht in ihrem funktionalem Aufbau der Absorptionseinheit. Zur Regeneration muss der im Apparat umlaufenden Sole Wärme zugeführt werden. Aufgrund der zu erwartenden höheren Partialdruckdifferenz zwischen der Sole und der den Regenerator durchströmenden Luft kann im Vergleich zum Absorber der Stoffaustauschapparat kleiner gestaltet werden. Eine Wärmerückgewinnung von der aus dem Regenerator austretenden Luft zur Vorwärmung der Regenerationsluft wurde nicht vorgesehen. Auf eine schematische Darstellung wird verzichtet.

Der Regenerator wird bei Inbetriebnahme bis zu seinem maximalen Füllstand mit der abkonzentrierten wässrigen Salzlösung befüllt. Im Unterschied zur Absorption wird das Abbruchkriterium nicht durch die Differenz zwischen der absoluten Luftfeuchtigkeit am Luftein- und Luftaustritt des Stoffaustauschapparates genutzt. Vielmehr ist die Massenkonzentration der Lösung der entscheidende Parameter. In Verbindung mit dem Füllstand der Speicher der Konzentrierten und der abkonzentrierten Lösung und der Temperatur der Wärmebereitstellung wird das Ausschleusen der Konzentrierten Lösung aus dem Regenerator in den Speicher der an Salz reichen Lösung initiiert.

4 Messtechnische Untersuchung der Absorption und Regeneration

Die im folgenden für die Absorption erläuterten Abhängigkeiten entsprechen entgegengesetzt denen der Regeneration.

Die durch die Stoffaustauschapparate erzielbaren Entfeuchtungs- bzw. Auffeuchtungsbreiten sind, wie durch die in Bild 2.1 (Kapitel 2) dargestellten Gleichgewichtslinien ersichtlich, in starkem Maße von der Konzentration der Salzlösung und deren Temperatur abhängig. Es sind jedoch nicht die Werte am Eintritt in den jeweiligen Stoffaustauschapparat entscheidend, sondern deren mittlerer Wert. So kann durch eine Erhöhung der Berieselungsstärke im Fall der Absorption die mittlere Temperatur und Konzentration der wässrigen Salzlösung im Apparat gesenkt werden. Dies hat wiederum direkten Einfluss auf das treibende Potential für den Stoffaustausch. Die in den Diagrammen aufgeführte Berieselungsstärke bezeichnet den zugeführten Solevolumenstrom pro Stunde und berieselter Fläche.

Durch eine Veränderung der Geometrie des Absorbers bei der Konstruktion kann bei vorgegebenem Luftvolumenstrom die Strömungsgeschwindigkeit im Apparat variiert werden. Die Angabe der Leistungscharakteristik von Absorber und Regenerator bedarf demnach der Angabe vieler Randbedingungen. Ohne deren Angabe ist ihre Beschreibung nicht aussagekräftig.

4.1 Eigenschaften des Absorbers bei konstanten Bedingungen

Die Tabelle 4.1 zeigt die Randbedingungen der zur Leistungsbeschreibung des Absorbers erstellten Diagramme.

	t_G	Y_G	w_G	t_L	u_L	x_{GL}
Einheit	[°C]	[g _W /kg _{tr.L.}]	[m/s]	[°C]	[m ³ /(m ² h)]	[kg _{Salz} / kg _{Sole}]
Bereich	32	12	0,5 – 2,5	25	5 - 20	0,365

Tabelle 4.1: Randbedingungen für die messtechnischen Untersuchungen des Absorbers

In Bild 4.1 sind die unter den genannten Randbedingungen erzielten Entfeuchtungsbreiten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit der Absorberpackung bei unterschiedlichen Berieselungsstärken der Sole dargestellt.

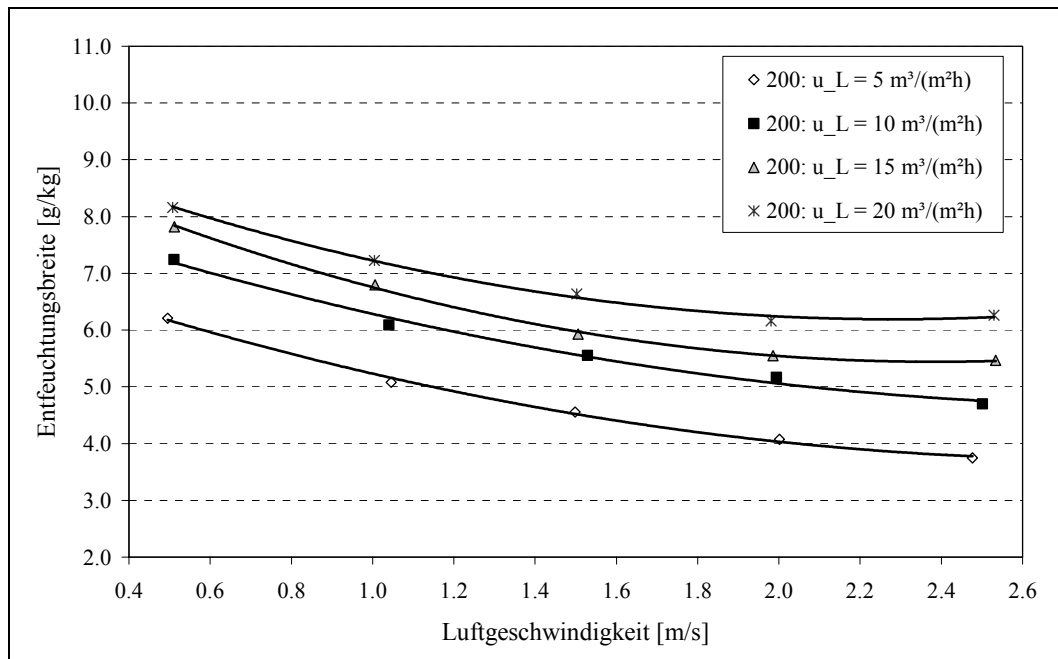


Bild 4.1: Entfeuchtungsbreiten in einer 15 mm Pallring PP Schüttung als Funktion der Anströmgeschwindigkeit (Berieselungsbreite $BL = 200$ mm) [24]

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass mit steigender Luftgeschwindigkeit die Entfeuchtungsbreite reduziert wird, bzw. die Entfeuchtungsbreite durch eine Erhöhung des Flüssigkeitsvolumenstroms vergrößert werden kann. Beide Reaktionen können auf einfache Art erläutert werden. Durch eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeit reduziert sich die Kontaktzeit zwischen der Salzlösung und der zu entfeuchtenden Luft. Durch eine Steigerung der Berieselungsstärke kann die benetzte und somit am Stoffaustausch beteiligte Fläche der Füllkörper erhöht werden. Darüber hinaus sinkt durch die Erhöhung des Salzlösungsmassenstroms die mittlere Temperatur der Sole im Absorber und das treibende Potential für den Stoffaustausch wird gesteigert.

Bei Betreiben des Absorbers mit dem Nennvolumenstrom des Zentralgeräts von $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt die Anströmgeschwindigkeit ca. $1,3 \text{ m/s}$. Unter Berücksichtigung der in der Klimatechnik erforderlichen Entfeuchtungsbreiten kann eine berieselte Packungsbreite von 200 mm als ausreichend angesehen werden.

Durch Verwendung von Sole mit einer höheren Konzentration als der bei den Messungen verwendeten von $0,365 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ kann die Entfeuchtungsbreite gesteigert werden. Sollte durch diese Maßnahme nicht die in dem jeweiligen Anwendungsfall erforderliche Entfeuchtungsbreite erreicht werden, kann durch eine Verlängerung der Packungsbreite die Leistungsfähigkeit des beschriebenen Luftentfeuchtungssystems gesteigert werden. In Bild 4.2 ist

die Steigerung der Entfeuchtungsbreite durch eine Verlängerung der durchströmten Breite des Absorbers dargestellt.

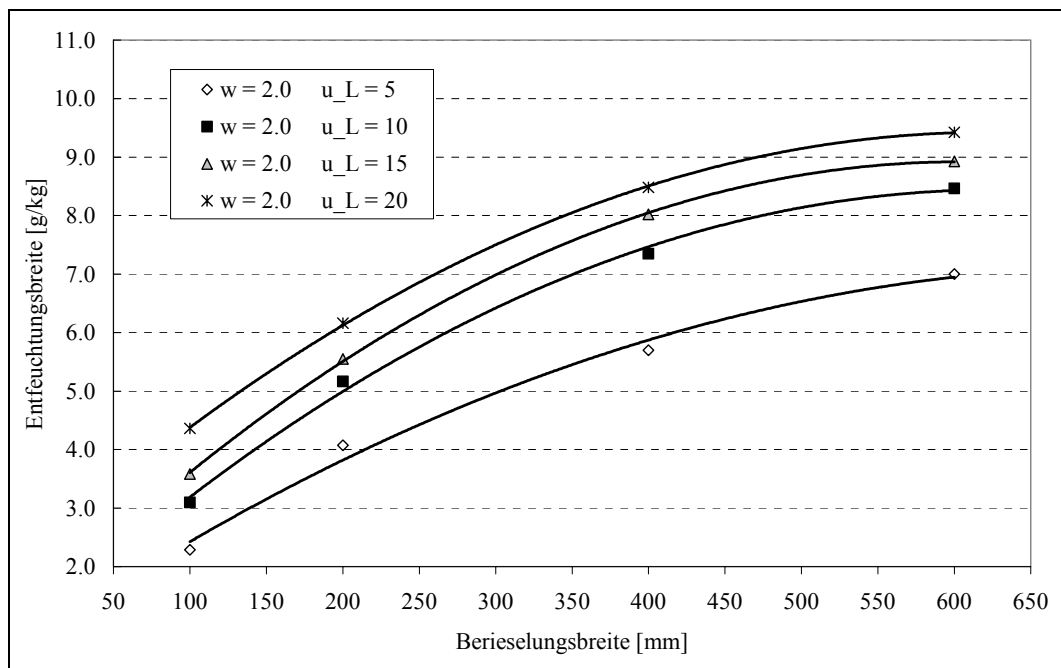


Bild 4.2: Entfeuchtungsbreiten in einer 15 mm Pallring PP Schüttung als Funktion der Berieselungsbreite und der Berieselungsstärke bei einer Anströmgeschwindigkeit der Luft von 2,0 m/s [24]

Die hier vorgestellten Messergebnisse zur Absorption wurden neben weiteren Messungen zur Validierung des in Kapitel 5 aufgestellten Modells zur numerischen Nachbildung der Stoffaustauschapparate verwendet.

4.2 Eigenschaften des Regenerators bei konstanten Bedingungen

Zur Untersuchung des Regenerationsprozesses konnte auf zwei unterschiedliche Apparate zurückgegriffen werden. Dazu wurde der in Kapitel 4.1 messtechnisch untersuchte Absorber als Regenerator betrieben. Als zweite Variante wurde ein Apparat mit einer halb so großen Höhe bei Beibehaltung der restlichen Geometrien vermessen.

Zuerst werden die Ergebnisse der Untersuchungen des als Regenerator betriebenen Absorbers dargestellt. Während der Regenerationsversuche wurde der Luftzustand mit einer Temperatur von 30°C und einer absoluten Feuchte von 15 g_w/kg_{tr.L.} am Eintritt in die Schüttung konstant gehalten. Die wässrige Lithiumchloridlösung wurde bei einer Konzentration von ca. 0,365 kg_{Salz}/kg_{Lösung} und einer Temperatur von 60°C über der Schüttung verteilt. Bild 4.3 zeigt die unter den genannten Randbedingungen erfolgte Auffeuchtung der Regenerationsluft als Funktion der Anströmgeschwindigkeit bei verschiedenen Berieselungsstärken.

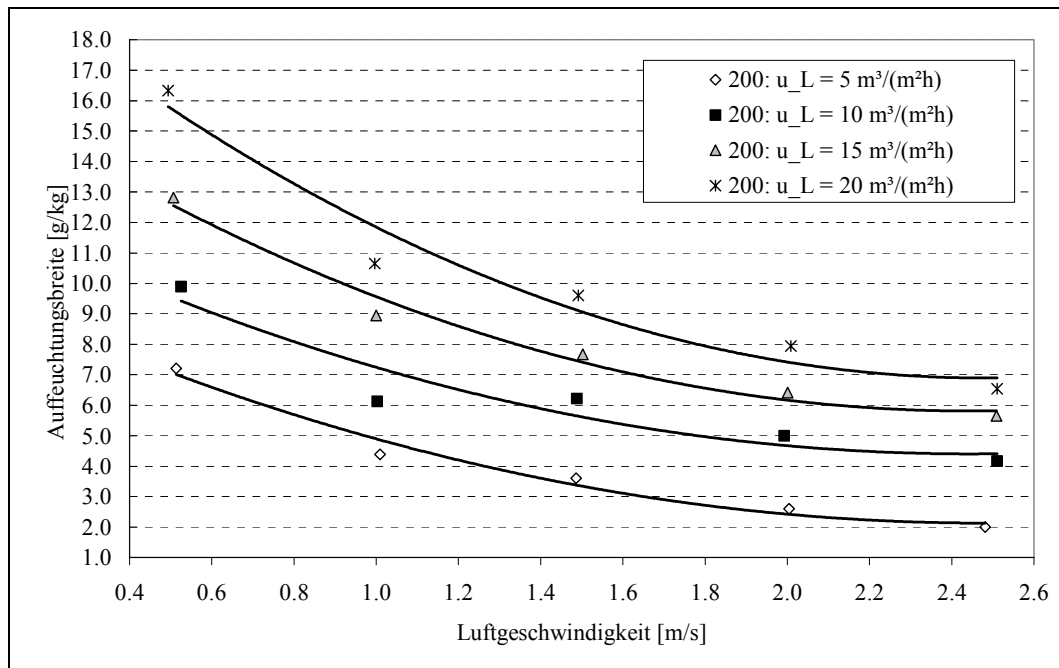


Bild 4.3: Auffeuchtbreiten in einer 15 mm Pallring PP Schüttung als Funktion der Anströmgeschwindigkeit bei der Regeneration ($B_L = 200 \text{ mm}$) [24]

Die in Bild 4.3 erkennbaren Abhängigkeiten entsprechen denen der Absorption. Durch eine Steigerung der Luftgeschwindigkeit verringert sich die Auffeuchtbreite. Eine Erhöhung der Berieselungsstärke führt zu einer der Luftgeschwindigkeit gegenläufigen Tendenz.

Wichtig bei der Betrachtung der Auffeuchtbreite ist, dass nicht wie bei der Absorption ein fest vorgeschriebener Wert erreicht werden muss. Ebenso wichtig ist es, dass kein definierter Luftmassenstrom zum Erzielen der Lüftungsfunktion der Klimaanlage durch den Apparat geführt werden muss. Demnach sind mehr Freiheitsgrade zur energetischen Optimierung der Regeneration durch Minimierung der Antriebsenergien zur Förderung des Luft- bzw. Solemassenstroms vorhanden.

4.3 Eigenschaften des Regenerators bei Variation ausgesuchter Parameter

In weiteren Messreihen wurde der verkleinerte Regenerator untersucht. Die Höhe der Füllkörperschüttung betrug bei diesem mit 0,3 m nur die Hälfte der Höhe des gemeinsam als Absorber und Regenerator eingesetzten Stoffaustauschapparates. Entgegen dem Ziel der in Kapitel 4.2 vorgestellten Untersuchungen wurden nun Messungen durchgeführt, die den Zweck hatten, eine energetisch sinnvolle Betriebsweise des Regenerators zu gewährleisten. Dazu wurden Untersuchungen mit Variation der Regenerationstemperatur, des Luftmassenstroms und der Salzlösungskonzentration durchgeführt. Das Bild 4.4 zeigt die Abhängigkeit der Auffeuchtbreite von der Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung und dem durch den

Regenerator geförderten Trockenluftmassenstrom. Die Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung wurde zwischen $0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ bis $0,40 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ verändert.

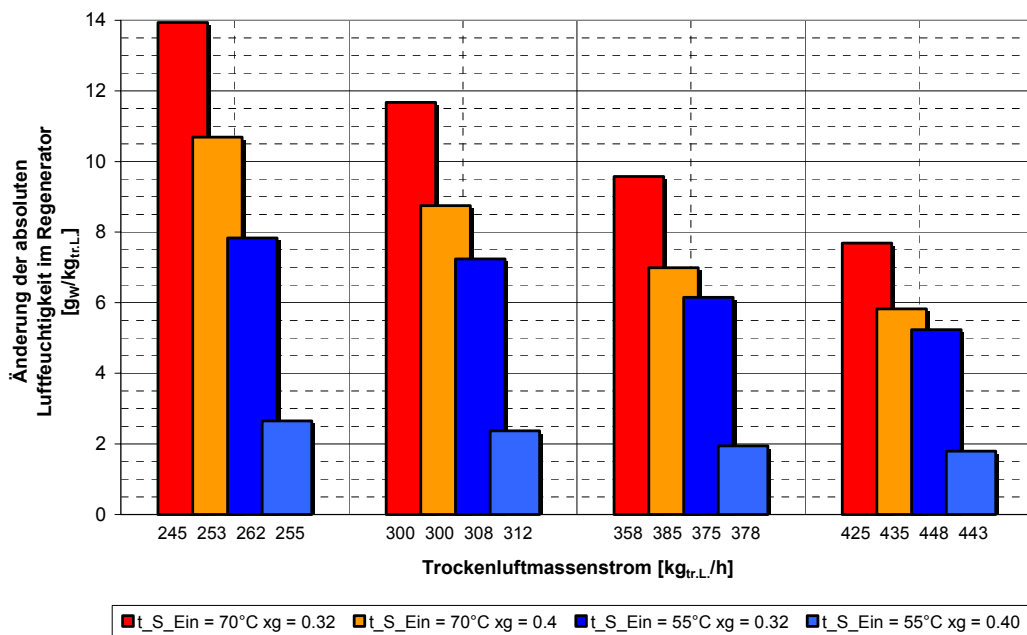


Bild 4.4: Darstellung der Aufhebungsbreite in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur und der Konzentration der wässrigen Salzlösung / $t_L = 32^\circ\text{C}$ / $u_L = 4,7 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ / $Y_L = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$.

Die Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung hat erheblichen Einfluss auf die erzielbare Aufhebungsbreite. Die Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung ist jedoch in Analogie zur Absorption nicht alleine für die Aufhebung der durch den Regenerator strömenden Luft wesentlich. In Abhängigkeit von der Berieselungsstärke, dem Luftmassenstrom, der Lufteintrittstemperatur und dem übergehenden Wassermassenstrom resultiert eine mittlere Temperatur der Salzlösung im Apparat, welche maßgebend für das mittlere Partialdruckgefälle zwischen der wässrigen Salzlösung und der Luft ist. Durch eine Steigerung der Soleeintrittstemperatur von 55°C auf 70°C kann die Aufhebung in Abhängigkeit von der Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung von $1,8 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ auf $14 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ gesteigert werden. Im Fall der hohen Konzentration von $0,40 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ kann bei einer Soleeintrittstemperatur von 55°C die Luft von $12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ nur um $1,8 - 2,6 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ gesteigert werden. Wie im Vorfeld bereits erwähnt, ist es nicht das Ziel der Regeneration, eine definierte absolute Luftfeuchtigkeit der Regenerationsluft am Austritt des Apparates zu erreichen. Entscheidend ist die Regenerationsgeschwindigkeit und die energetische Bilanz der Regeneration. Der übertragene Wassermassenstrom kann durch Gleichung 4.1 berechnet werden.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{\text{tr.L.}} \cdot (Y_{\text{Regeneration, Austritt}} - Y_{\text{Regeneration, Eintritt}}) \quad (4.1)$$

Bild 4.5 zeigt die Regenerationsgeschwindigkeit analog zu den in Bild 4.4 dargestellten Messungen.

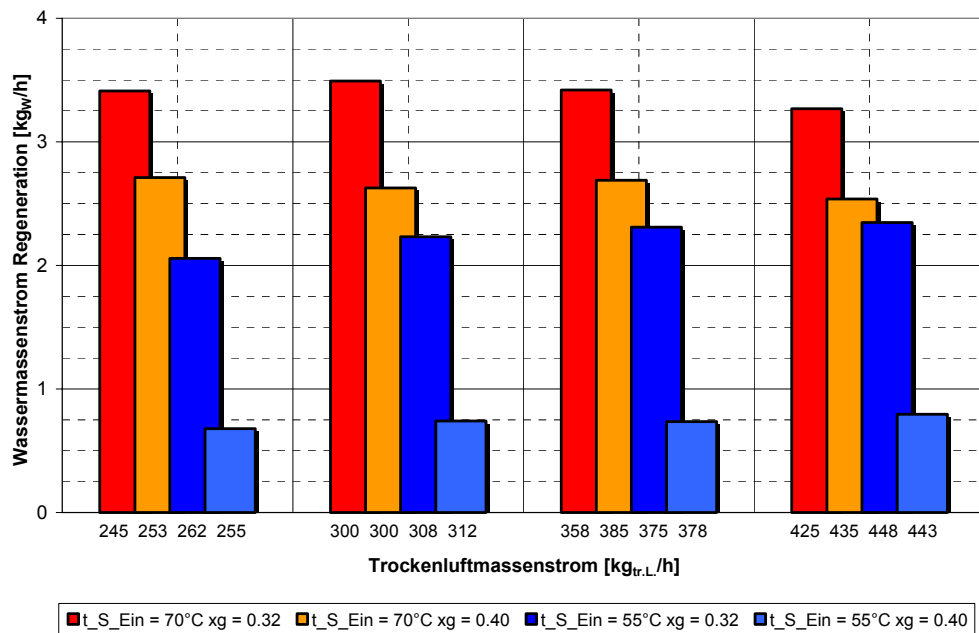


Bild 4.5: Darstellung des übertragenen Wassermassenstroms durch die Regeneration in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur und der Konzentration der wässrigen Salzlösung / $t_L = 32^\circ\text{C}$ / $u_L = 4,7 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ / $Y_L = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$

Der Darstellung kann entnommen werden, dass eine Steigerung des Massenstroms der trockenen Luft nur geringen Einfluss auf den übertragenen Wassermassenstrom hat. Führt man eine arithmetische Mittelung der Regenerationsgeschwindigkeit der Daten mit konstanter Temperatur und Konzentrationen von $0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ bzw. $0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ durch, so erkennt man, dass eine Erhöhung der Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung in den Apparat um 15 K von 55°C auf 70°C eine Steigerung des Wassermassenstroms von ca. $1,5 \text{ kg}_w/\text{h}$ auf ca. $3,0 \text{ kg}_w/\text{h}$ bewirkt.

Neben einer hohen Regenerationsgeschwindigkeit ist ein hohes Verhältnis des latenten zum gesamten an die Luft übertragenen Wärmestrom wünschenswert. Die Änderung der Solekonzentration und die Temperatur der wässrigen Salzlösung hat großen Einfluss auf dieses Wärmestromverhältnis.

Das Wärmestromverhältnis kann durch Gleichung 4.2 berechnet werden.

$$\xi = \frac{\dot{Q}_{\text{Latent}}}{\dot{Q}_{\text{Gesamt}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Latent}}}{\dot{Q}_{\text{Latent}} + \dot{Q}_{\text{Sensibel}}} \quad (4.2)$$

In Bild 4.6 ist der Einfluss des Massenstroms der trockenen Luft, der Soleeintrittstemperatur und der Massenkonzentration dargestellt.

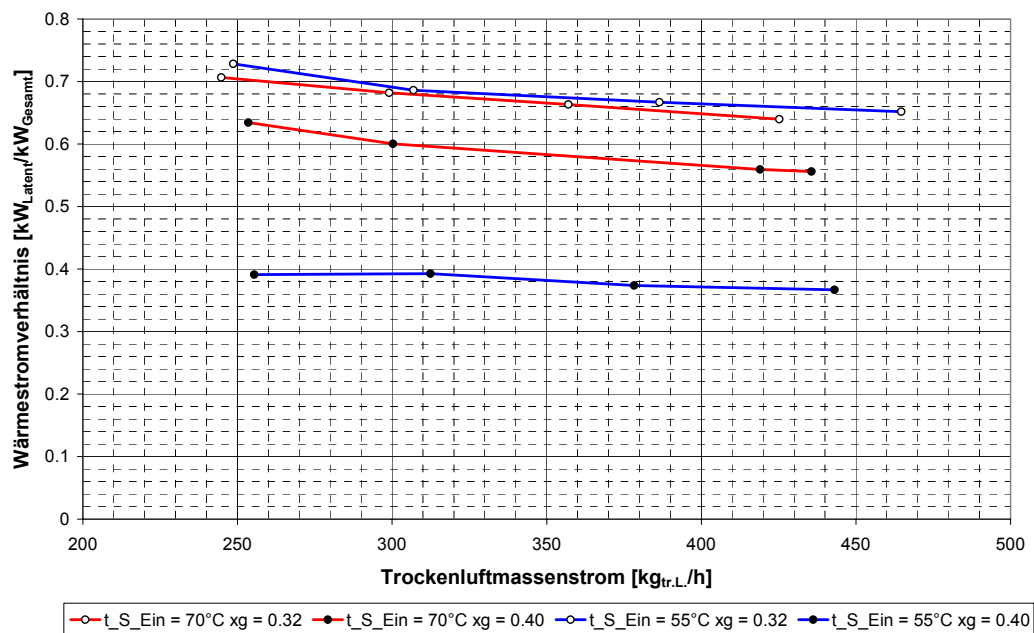


Bild 4.6: Darstellung des Verhältnisses des latenten Wärmestroms zum an die Regenerationsluft übertragenen Gesamtwärmestrom

Die in Bild 4.6 angeführten Messergebnisse beziehen sich auf die zu Bild 4.4 und Bild 4.5 angeführten Randbedingungen.

Der Darstellung kann entnommen werden, dass bei Konzentrationen von 0,40 kg_{Salz}/kg_{Lösung} bzw. 0,32 kg_{Salz}/kg_{Lösung} das Wärmeverhältnis zwischen 0,36 und 0,73 liegt. Die Steigerung der Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung im Regenerationsprozess führt im Fall niedriger Soleeintrittstemperaturen zu deutlich reduzierten Wärmestromverhältnissen. Dies liegt an der deutlich geringeren Differenz der Wasserdampfpartialdrücke von Sole und Luft. Demgegenüber erhöht sich das treibende Potential für die Wärmeübertragung durch die geringere Stoffübertragung. Der übertragene sensible Wärmestrom wird somit weiter gesteigert.

Um einen Teil der sensibel übertragenen Wärme zurückzugewinnen, ist eine Wärmerückgewinnung zwischen der den Regenerator verlassenden und der einströmenden Luft erforderlich. Diese Optimierung des Regenerationsprozesses wird in Kapitel 9.2 näher betrachtet.

In den Messreihen zur Untersuchungen des Einflusses der Soleeintrittstemperatur auf den Stoffaustausch änderte sich zwangsläufig die Solekonzentration im Regenerationszyklus. Eine kombinierte Darstellung der Soletemperaturen und der Solekonzentration in einem einstündigen Regenerationszyklus wird in Bild 4.7 angeführt.

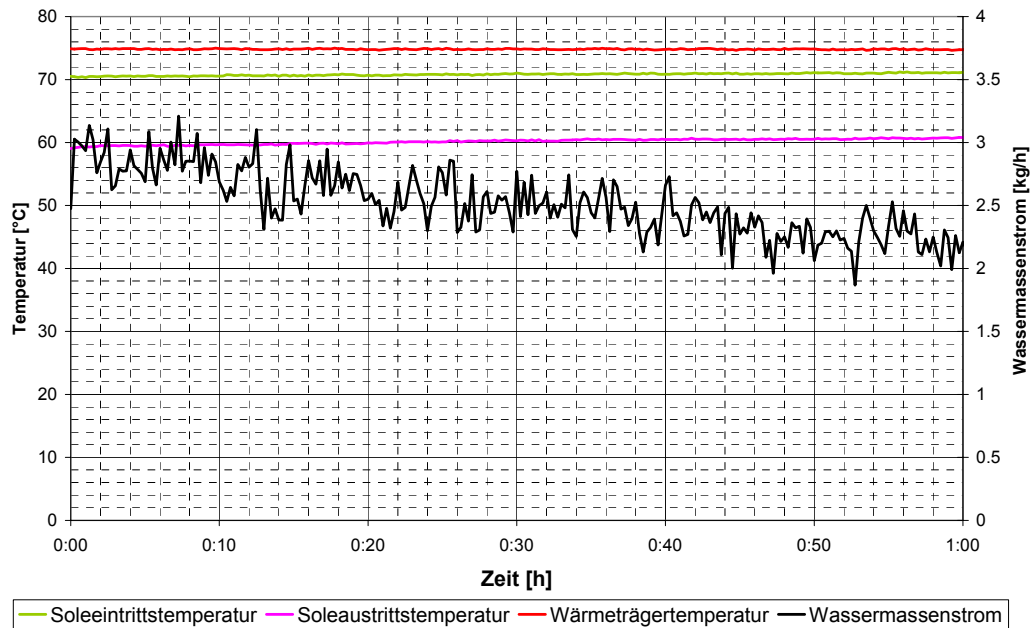


Bild 4.7: Darstellung des übertragenen Wassermassenstroms für einen einstündigen Regenerationszyklus

Die Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung ist auch hier für die resultierende Regenerationsgeschwindigkeit entscheidend. Die Massenkonzentration wurde von $0,34 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ zu Beginn der Messung auf $0,42 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ gesteigert. Es wurde dabei die Eintrittstemperatur der Wärmequelle konstant gehalten. Durch die ansteigende Austrittstemperatur der Salzlösung aus dem Apparat folgt eine leichte Anhebung der Soleeintrittstemperatur, welche die durch die Konzentrierung resultierende Leistungsreduktion des Prozesses abschwächt.

4.4 Indirekte Verdunstungskühlung

Die indirekte Verdunstungskühlung wird im untersuchten Gesamtprozess neben dem eigentlichen Ziel, der Kühlung der Zuluft, als System zur Abfuhr von Absorptionswärme genutzt. Somit ist es möglich, auf ein Bauteil zur Kühlung der wässrigen Salzlösung im Gesamtprozess zu verzichten. Durch die Erhöhung der Wassereintrittstemperatur der Verdunstungskühlung wird eine Erhöhung der Partialdruckdifferenz zwischen Wasser und Abluft erreicht. Dies führt zu einer deutlich höheren Gesamtleistung der Verdunstungskühlung. Die Zulufttemperatur ist durch die indirekte Verdunstungskühlung direkt an die Ablufttemperatur, die Abluftfeuchte und die Wassereintrittstemperatur gekoppelt.

In Bild 4.8 ist die erreichbare Feuchtkugeltemperatur in Abhängigkeit von der Temperatur und dem absoluten Wassergehalt der Abluft aufgeführt. Im Entfeuchtungsfall wird die absolute Luftfeuchtigkeit der Abluft üblicherweise nicht unterhalb $10 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ liegen. Entsprechend

DIN 1946 Teil 2 darf die maximale Raumluftheuchte $11,5 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ betragen. Die anzusetzende Raumlufttemperatur liegt zwischen 22 und 26°C .

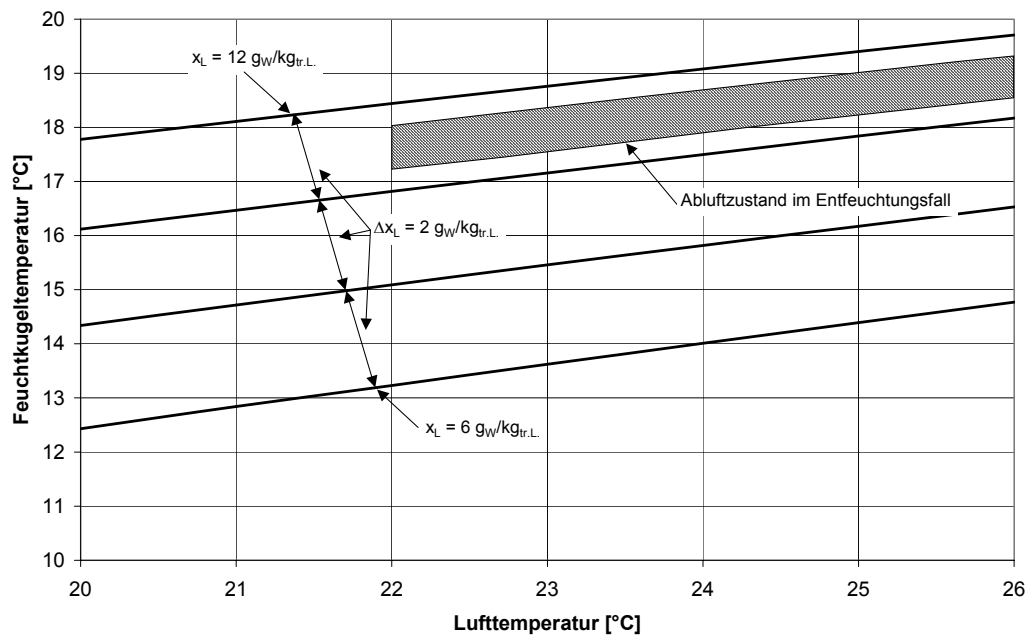


Bild 4.8: Erreichbare Feuchtkugeltemperatur in Abhängigkeit von Ablufttemperatur und Abluftfeuchte

Dem Bild 4.8 kann somit die minimale Feuchtkugeltemperatur von $17,2^\circ\text{C}$ entnommen werden. Die maximale Feuchtkugeltemperatur liegt bei $19,3^\circ\text{C}$. Das heißt, dass die Temperatur der Zuluft in keinem Fall unterhalb der Feuchtkugeltemperatur der Abluft liegen kann. Durch die Einspeisung von Wärme aus dem Absorptionsprozess wird die minimal zu erreichende Temperatur weiter angehoben.

Die Leistungscharakteristik der Verdunstungskühlung wurde eingehend untersucht [5]. Die zu erreichenden Zulufttemperaturen sind in Bild 4.9 in Abhängigkeit von der Abluftfeuchte dargestellt. Die Außenlufttemperatur betrug dabei 32°C . Die Ablufttemperatur wurde entsprechend der maximal zulässigen Raumlufttemperatur mit 26°C vorgegeben.

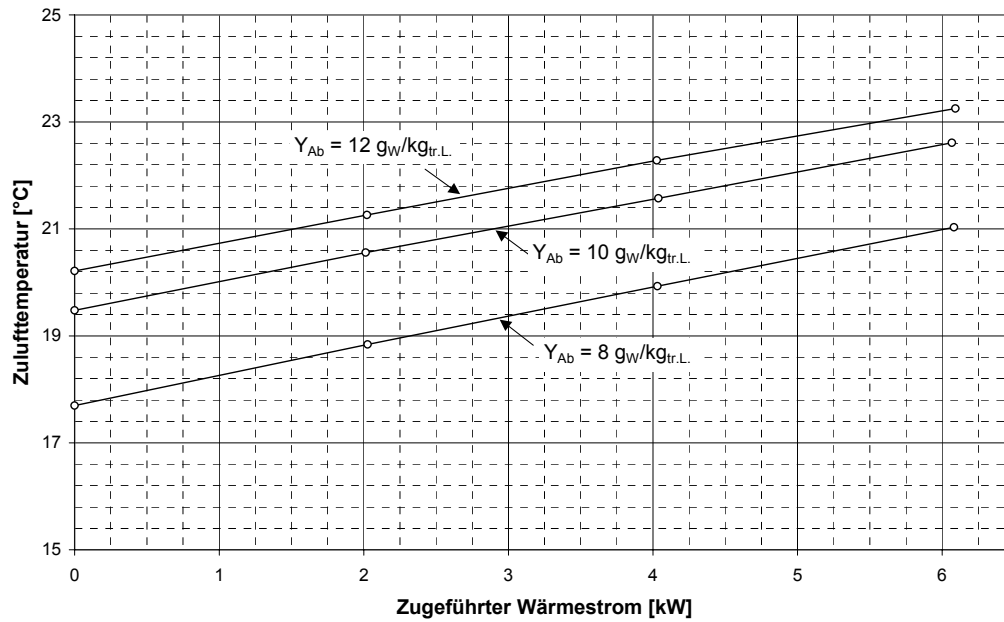


Bild 4.9: Durch indirekte Verdunstungskühlung erreichbare Zulufttemperatur in Abhängigkeit von der absoluten Luftfeuchtigkeit der Abluft / $t_{Ab} = 26^\circ\text{C}$ $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$

Um die Temperaturabsenkung durch die indirekte Verdunstungskühlung bewerten zu können, wird die Bewertungsgröße Φ_{AU}^* eingeführt. Diese Bewertungsgröße Φ_{AU}^* beschreibt eine Rückwärmzahl. Sie bezieht sich auf die Temperatur der Abluft bei idealer Befeuchtung der Abluft bis auf die Sättigungslinie entsprechend Bild 4.8. Die minimal zu erreichende Zulufttemperatur entspricht dabei der Feuchtkugelttemperatur der Abluft.

$$\Phi_{Au}^* = \frac{t_{Au} - t_{Zu}}{t_{Au} - t_{Zu, min}} \quad (4.3)$$

Durch die Einspeisung der Absorptionswärme wird die Charakteristik der indirekten Verdunstungskühlung stark beeinflusst. Bild 4.9 zeigt die erreichbaren Rückwärmzahlen in Abhängigkeit vom Ab- und Außenluftzustand und dem zugeführten Wärmestrom. Es wird in der Darstellung ein Bereich eingetragen, da in Abhängigkeit vom Massenstromverhältnis der geförderten Außen- und Abluftvolumenströme eine Streuung auftritt. Geht man von einer isothermen Entfeuchtung aus, so entspricht bei Nennvolumenstrom ein Wärmestrom von 1 kW ca. einer Entfeuchtungsbreite von 1 g_W/kg_{tr.L.}.

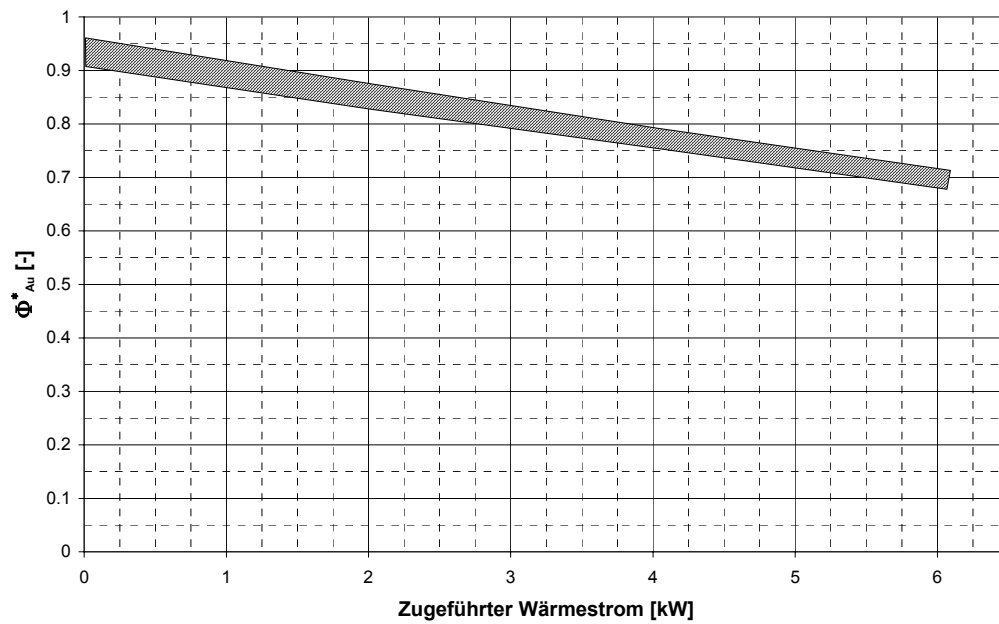


Bild 4.10: Darstellung der erreichten Rückwärmzahlen bei Nutzung der Verdunstungskühlung zur Wärmeabfuhr des Absorptionsprozesses und zur sensiblen Kühlung der Außenluft

Der Wassermassenstrom der Verdunstungskühlung wurde im Gegensatz zu den Untersuchungen in [5] nicht variiert, sondern auf 1700 l/h annähernd konstant gehalten.

5 Berechnung des Wärme- und Stoffübergangs in Füllkörperpackungen bei Phasenführung im Kreuzstrom

5.1 Theoretische Beschreibung des Wärme- und Stoffaustausches

Die in Kapitel 4 vorgestellten Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung der Stoffaustauschapparate werden im Folgenden zur Validierung eines hier vorgestellten numerischen Berechnungsverfahrens herangezogen. Dazu wird zunächst das numerische Verfahren vorgestellt.

Ein numerisches Verfahren zur Berechnung von Kühltürmen mit Phasenführung im Gegen- und Kreuzstrom wird durch Klenke beschrieben [22]. Es wird dabei eine zweidimensionale Diskretisierung der Apparategeometrie vorgenommen.

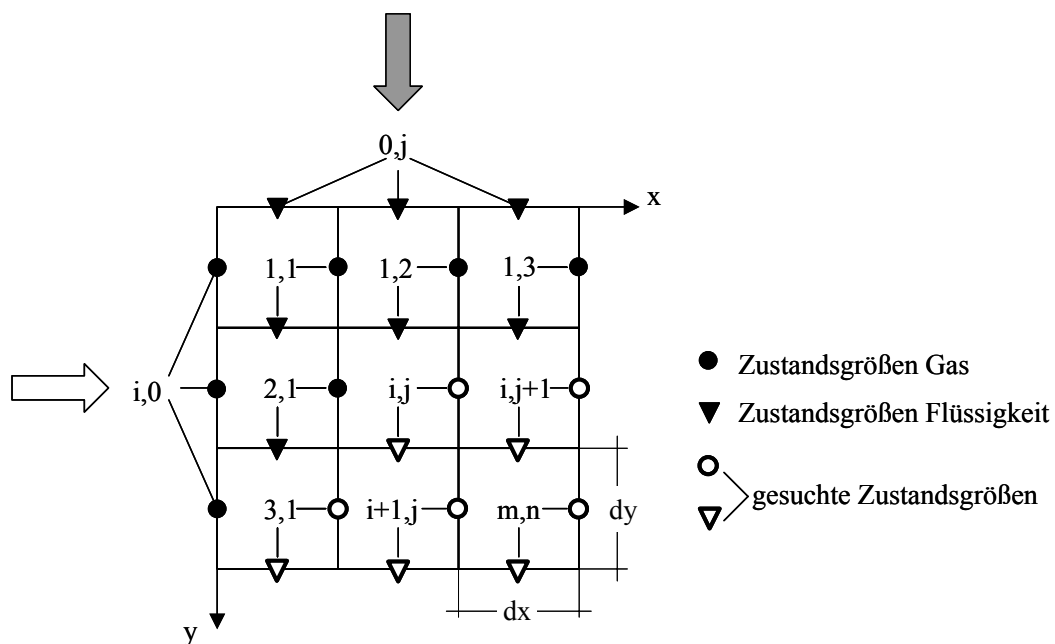


Bild 5.1: Diskretisierung der Geometrie zur Berechnung eines Kreuzstromapparates [22]

Es sind sowohl die Eintrittsparameter der von oben in den Apparat eintretenden Sole als auch die Eintrittsparameter der Luft bekannt. Durch die Phasenführung im Kreuzstrom kann die Berechnung explizit erfolgen. Beginnend mit der Zelle $i = 1, j = 1$ werden über eine iterative Lösung der Energie- und Massenbilanz die Werte der aus der Zelle austretenden Fluide berechnet. Es wird hierbei von einer idealen Verteilung der Fluide im Apparat ausgegangen.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Ablaufschema orientiert sich dabei an dem von Poppe [27] vorgestellten Berechnungsgang zur numerischen Berechnung von

Kreuzstromkühltürmen. Dabei wird in einem ersten Schritt von einer idealen Verteilung der Luft und der Sole im Apparat ausgegangen.

Nach Definition der Startbedingungen für die erste Zelle wird der Berechnungsalgorithmus zuerst in Richtung der Koordinate x mit der Schrittweite dx und anschließend in Richtung der y -Koordinate entsprechend der Diskretisierung dy gemäss Bild 5.1 abgearbeitet.

Neben dem Massenstrom der trockenen Luft bleibt der Massenstrom des Salzes bei der Durchströmung des Apparates konstant.

$$\dot{m}_{tr,L.} = const. \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{sa} = const. \quad (5.2)$$

Zur Berechnung der Zustände des Luft- und Solemassenstroms am Austritt einer jede Zelle wird eine Massenbilanz für den übergehenden Wassermassenstrom und eine Energiebilanz gebildet.

Nach der Festlegung der Startwerte für die zu berechnende Zelle wird mit Gleichung 5.3 die Luftaustrittsfeuchte bestimmt. Dabei wird der Stoffübergangswiderstand nur in der Gasphase betrachtet.

$$Y_{G,A} = \frac{\beta \cdot A \cdot (Y_{LiCl,S} - Y_{G,m})}{\dot{m}_{tr,L.}} + Y_{G,E} \quad (5.3)$$

Die darin benötigte Wasserbeladung an der Phasengrenzfläche der Salzlösung wird durch die von Lävemann [23] vorgestellte Gleichung 5.4 zur Bestimmung der Taupunkttemperatur in Abhängigkeit von der Salzkonzentration und der Temperatur der Lösung bestimmt.

$$T_{\tau,L} = \frac{t_L + 273,15}{1 + \omega_{LiCl} \cdot z_{xgW}}^3 \quad (5.4)$$

Der Koeffizient ω_{LiCl} wird für wässrige Lithiumchloridlösungen mit $\omega_{LiCl} = 0.432$ angegeben.

Bei Verwendung des Koeffizienten $\alpha_{LiCl} = 2.304$ kann der Parameter z_{xgW} nach Gleichung 5.5 berechnet werden.

$$z_{xgW} = \frac{\alpha_{LiCl} \cdot x_{g,LiCl}}{(1 - x_{g,LiCl}) + (\alpha_{LiCl} \cdot x_{g,LiCl})} \quad (5.5)$$

Bei Ermittlung einer Taupunkttemperatur über der Sole mit $t_{\tau,S} < 0^\circ\text{C}$ wird eine Korrektur dieses Wertes vorgenommen.

$$t_{\tau,L.<0} = \frac{12,09668}{13,76298} \cdot T_{\tau,L} \quad (5.6)$$

Mit Hilfe der Taupunkttemperatur kann direkt der Wasserdampfpartialdruck bestimmt werden [1].

für $t_{\tau,L.} > 0^\circ\text{C}$

$$p_{s,L} = 100 \cdot e^{19,016 - \frac{4064,95}{t_{\tau,L} + 236,25}} \quad (5.7)$$

für $t_{\tau,L.} < 0^\circ\text{C}$

$$p_{s,L} = 611,657 \cdot e^{22,509 \cdot \left(1 - \frac{273,16}{t_{\tau,L} + 273,15}\right)} \quad (5.8)$$

Letztendlich erfolgt eine Umrechnung des Wasserdampfpartialdrucks in die benötigte absolute Luftfeuchtigkeit der wässrigen Salzlösung an der Phasengrenzfläche.

Die Bestimmung der an der Stoff- und Wärmeübertragung beteiligten Fläche der Füllkörperschüttung erfolgt entsprechend Gleichung 5.9. Der von Shi [32] aufgestellte Ansatz berücksichtigt dabei neben der Berieselungsstärke u_L , die füllkörperspezifischen Größen Lückengrad, spezifische Füllkörperoberfläche und den trägermaterial- und lösungsspezifischen Randwinkel [4]. Die Dichte, die Oberflächenspannung und die kinematische Viskosität der Lösung werden ebenso zur Berechnung verwendet.

$$\left(\frac{a_b}{a}\right)_{Shi} = 0,76 \cdot f \cdot \frac{u_L^{0,4} \cdot v_L^{0,2} \cdot a^{0,2}}{\varepsilon^{0,6}} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\sigma_L}\right)^{0,15} \cdot g^{-0,15} \cdot (1 - 0,93 \cdot \cos \Theta)^{-1} \quad (5.9)$$

Dabei wird der füllkörperspezifische Faktor f mit Hilfe der Gleichung 5.10 und dem zu einer Kugelpackung äquivalenten Durchmesser nach Gleichung 5.11 berechnet.

$$f = F \cdot d_K^{1,1} \quad (5.10)$$

$$d_K = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{A_{spez}} \quad (5.11)$$

Die Berechnung des örtlichen Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten in der Schüttung erfolgt durch die von Mersmann angegebenen Beziehungen für durchströmte Haufwerke [25].

Durch Verwendung der Analogie von Wärme- und Stoffübertragung wird nur der Wärmeübergangskoeffizient für die jeweilige Zelle direkt berechnet. Die Berechnung des Stoffübergangskoeffizienten kann dann über die Lewis Analogie erfolgen.

Gleichung 5.12 stellt den funktionalen Zusammenhang zur Berechnung des Wärmeübergangs durchströmter Haufwerke dar [25]. Ausgangspunkt für die Berechnung bildet die Gleichung 5.12 für die umströmte Einzelkugel.

$$Nu_K = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (5.12)$$

Die Berücksichtigung der Anordnung der Füllkörper und die geometrische Form der Schüttkörper erfolgt durch Gleichung 5.13.

$$Nu_{Haufwerk} = f_a \cdot Nu_K \quad (5.13)$$

Der Formfaktor f_a ist über den Lückengrad der Schüttung definiert.

$$f_a = 1 + 1.5 \cdot (1 - \varepsilon) \quad (5.14)$$

Die Nusselt Zahlen für die laminare und turbulente Strömung werden durch die Gleichungen 5.15 und 5.16 beschrieben.

$$Nu_{lam} = 0.664 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.15)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re^{-0.1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (5.16)$$

Durch Anwendung der Lewis Analogie wird der Stoffübergangskoeffizient errechnet. Als Lewis Zahl wird der von Mersmann [25] angegebene Wert von 0,937 verwendet.

$$\beta = \frac{\alpha}{Le \cdot c_p} \quad (5.17)$$

Die Reynolds Zahl wird mit Hilfe der freien Anströmgeschwindigkeit, dem Lückengrad und dem zu einer Kugel äquivalenten Durchmesser bestimmt.

$$Re = \frac{w_{frei} \cdot d_K}{\nu \cdot \varepsilon} \quad (5.18)$$

Nach der Bestimmung des übergehenden Wassermassenstroms kann der aus der Zelle austretende Solemassenstrom und dessen Konzentration durch Gleichung 5.19 und Gleichung 5.20 ermittelt werden.

$$m_{L,A} = m_{L,A} - \beta \cdot A \cdot (Y_{LiCl,S} - Y_{L,m}) \quad (5.19)$$

$$x_{g,LiCl,A} = \frac{\dot{m}_{Sa}}{\dot{m}_{L,A}} \quad (5.20)$$

Die Enthalpie der feuchten Luft, die Temperatur der Sole und die Temperatur der Luft am Austritt in x- bzw. y-Richtung können durch die Gleichungen 5.21 bis 5.23 bestimmt werden.

$$h_{l+x,A} = h_{l+x,E} + \frac{(r_0 + c_{p,D} \cdot t_G) \cdot (\dot{m}_{L,E} - \dot{m}_{L,A}) + \alpha \cdot A \cdot (t_L - t_G) + \dot{m}_{L,E} \cdot h_{LiCl,Verd.}}{\dot{m}_{tr,L.}} \quad (5.21)$$

$$t_{L,A} = \frac{\dot{m}_{L,E} \cdot c_{p,LiCl} \cdot t_{L,E} - \dot{m}_{tr,L.} \cdot (h_{l+x,A} - h_{l+x,E})}{\dot{m}_{L,A} \cdot c_{p,LiCl}} \quad (5.22)$$

$$t_{G,A} = \frac{\frac{\dot{m}_{L,E} \cdot c_{p,LiCl} \cdot t_{L,E} - \dot{m}_{L,A} \cdot c_{p,LiCl} \cdot t_{L,A}}{\dot{m}_{tr,L.}} + h_{l+x,E} - Y_A \cdot r_0}{c_{p,Luft} + Y_A \cdot c_{p,D}} \quad (5.23)$$

Anschließend folgt die Berechnung der mittleren Größen von Solekonzentration, Soletemperatur, der spezifischen Enthalpie, der Temperatur und des Wassergehalts der feuchten Luft in der Zelle. Die abschließend durchgeführte Bildung einer Wärmebilanz führt zu der Entscheidung, einen neuen Iterationsschritt zu beginnen oder mit der Berechnung der nächsten Zelle fortzufahren.

Ist ein erneuter Iterationsschritt zum Erreichen der vorher definierten maximalen Abweichung der Wärmebilanz erforderlich, werden die neu ermittelten mittleren Werte zur erneuten Bestimmung der stoffspezifischen Größen der feuchten Luft und der Salzlösung, der Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten und der effektiven Fläche der Füllkörper verwendet.

5.2 Darstellung der Berechnungsergebnisse

In diesem Kapitel soll die Validierung des numerischen Berechnungsverfahrens der in Kapitel 4 dargestellten Ergebnisse der mit konstanten Randbedingungen durchgeführten Messungen der Absorption bzw. Regeneration erfolgen.

In Bild 5.2 sind die Abweichungen der absoluten Luftfeuchtigkeiten der Luft hinter dem Stoffaustauschapparat zwischen den Messungen und der numerischen Simulation dargestellt. Es handelt sich dabei sowohl um Absorptions- als auch um Regenerationsversuche. Die relevanten

Parameter der wässrigen Salzlösung und der Luft befanden sich dabei in den durch Tabelle 5.1 beschriebenen Grenzen.

	$t_{G,E}$	$Y_{G,E}$	w_G	$t_{L,E}$	u_L	$x_{g_{L,E}}$
Einheit	[°C]	[g _w /kg _{tr,L}]	[m/s]	[°C]	[m ³ /(m ² h)]	[kg _{Salz} / kg _{Sole}]
Bereich	22-32	10-16	0,5 – 2,5	20-65	5 - 20	0,32-0,42

Tabelle 5.1: Variation der Parameter

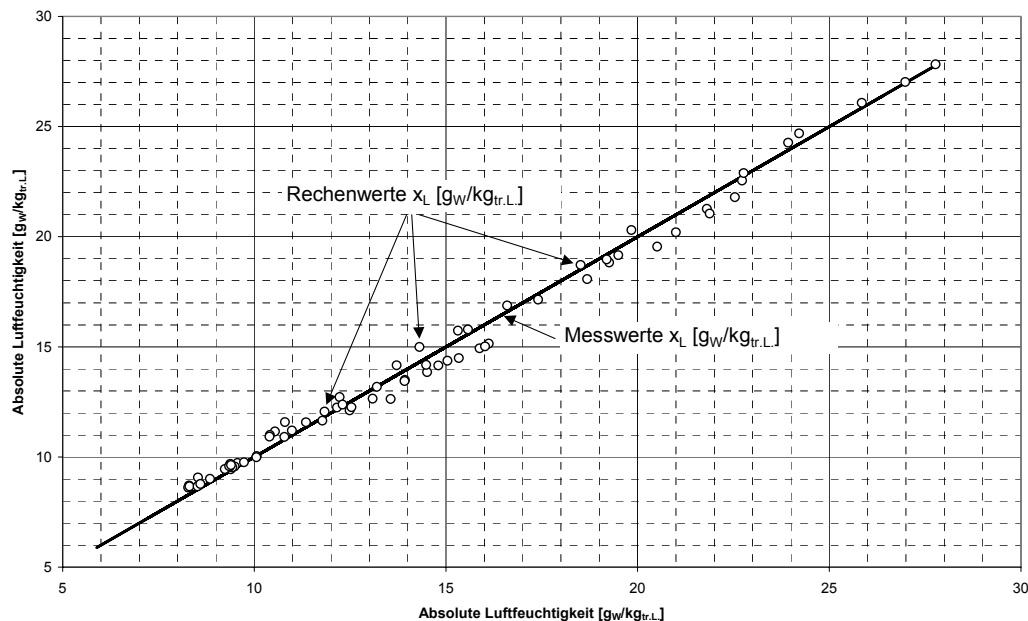


Bild 5.2: Darstellung der Abweichung zwischen Messung und Simulation

Bei einer exakten Nachbildung der Messung durch die Numerik müssten die in Bild 5.2 dargestellten Rechenwerte exakt auf der die Messwerte repräsentierenden Geraden liegen. Die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung resultieren neben den Vereinfachungen der verwendeten Modelle zur Beschreibung der Fluidodynamik, des Stoffaustausches und der Wärmeübertragung aus den Toleranzen der verwendeten Messtechnik. Die Messgenauigkeit der eingesetzten Sensoren ist im Anhang in Kapitel 12.3 aufgeführt.

Eine exaktere Berechnung der Stoffübertragungsvorgänge in Füllkörperschüttungen erfordert die Berücksichtigung der Strömungsform der Fluide in der modellierten Packung. Dies ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn wie bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Stoffaustauschapparaten die Höhe des Apparates variiert wird. Die Höhe des Regenerators wurde im Vergleich zum Absorber auf 0,3 m reduziert. Bedingt durch die punktartige Berieselung des Sorptionsmittels auf die Füllkörper entsprechend Kapitel 3 ist ein Einfluss der Schüttungshöhe auf die Charakteristik der Apparate zu erwarten. Durch Biel [4] wurde die

Änderung der absoluten Luftfeuchtigkeit in Abhängigkeit von der Höhe des Stoffaustauschapparates dargestellt. Durch Verwendung der in [4] beschriebenen mathematischen Modellierung der Dispersion der Flüssigkeit in Abhängigkeit von der Berieselungsstärke kann der Einfluss der Positionierung der Berieselungspunkte oberhalb der Füllkörperpackung berücksichtigt werden. Durch diese Vorgehensweise erweitert sich das zweidimensionale auf ein dreidimensionales Modell zur Berechnung der Wärme- und Stoffübertragung. Bei Erweiterung des betrachteten Gebietes um eine dritte Raumkoordinate kann das auf Bild 5.1 aufbauende und in Bild 5.3 dargestellte Schema zur Berechnung herangezogen werden. Zur Vereinfachung der Darstellung wurde die in Richtung der Koordinatenachse z erfolgende Diskretisierung in die vorderste Ebene gezogen. Auf eine Darstellung der weiteren in z -Richtung erfolgenden Aufteilung des Packungsvolumens wurde verzichtet. Diese Modifikation des numerischen Berechnungsverfahrens bewirkt eine Vergrößerung des Rechenaufwandes proportional zur Diskretisierung der in Bild 5.3 dargestellten z -Richtung.

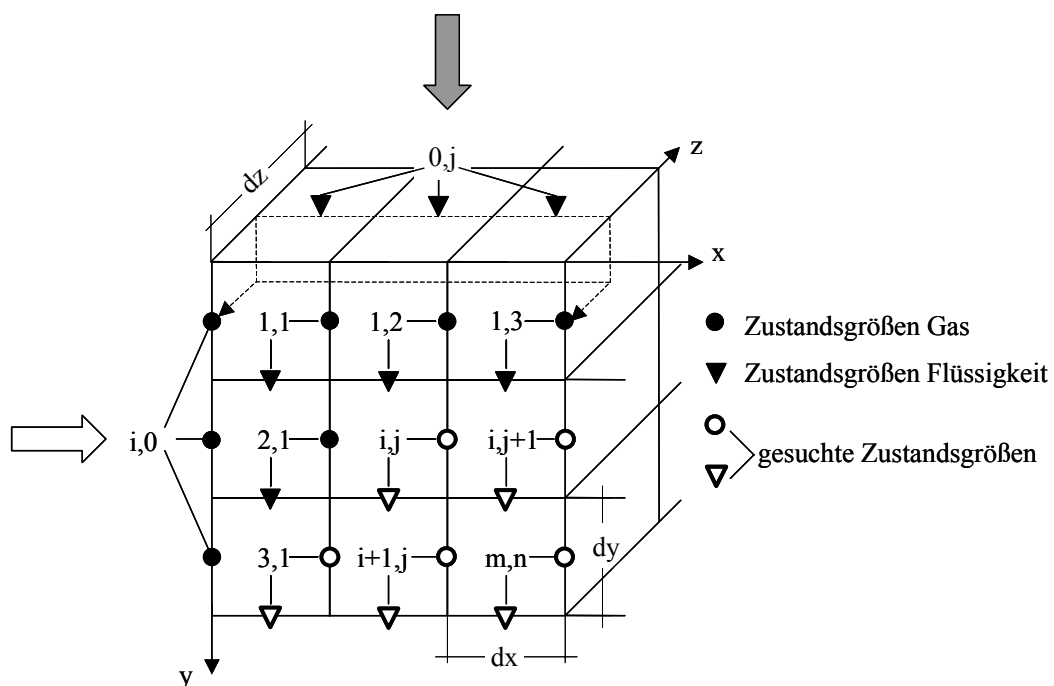


Bild 5.3: Diskretisierung der Geometrie zur Berechnung eines Kreuzstromapparates

Allgemein kann zur Beschreibung der Flüssigkeitsdispersion das zweite Fick'sche Gesetz verwendet werden. Theoretische Untersuchungen von Chila und Schmidt haben ergeben, dass dieses die instationäre Diffusion beschreibende Modell in der Lage ist, dass Flüssigkeitsverhalten innerhalb einer Füllkörperschüttung zu beschreiben [10], [9]. Der dreidimensionale Ansatz zur Beschreibung der Dispersion ist in Gleichung 5.24 angegeben und

beruht auf der in Bild 5.4 dargestellten Bilanzierung der in ein Volumenelement ein- und austretenden Flüssigkeitsmassen. Im Gegensatz zu dem in [4] beschriebenen Modell wurde das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Modell um einen Quellterm \dot{L}_0 zur Berücksichtigung der durch die Stoffübertragung resultierenden Flüssigkeitsmasse erweitert.

$$\frac{\partial \dot{L}(x,y,z)}{\partial y} = D \cdot \left[\frac{\partial^2 \dot{L}(x,y,z)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \dot{L}(x,y,z)}{\partial z^2} \right] + \dot{L}_0 \quad (5.24)$$

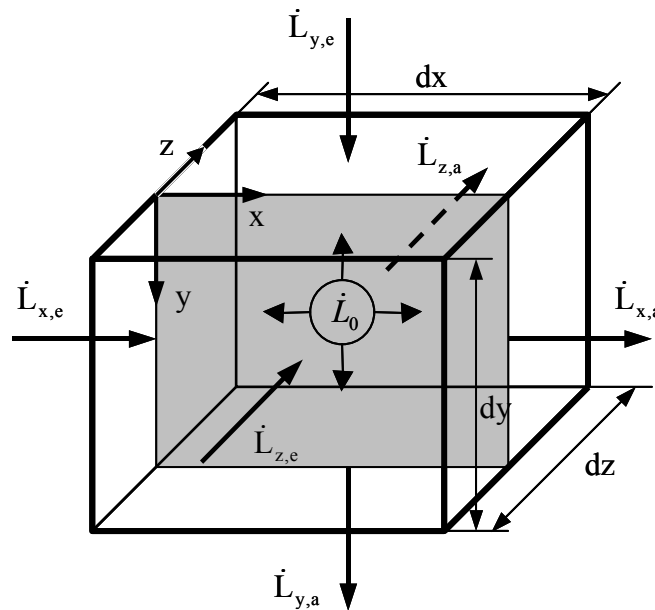


Bild 5.4: Darstellung eines Volumenelements zur Beschreibung der Flüssigkeitsdispersion im Kreuzstromapparat [4]

Zur Erfassung der durch die Reduktion der Höhe der Füllkörperschüttung resultierenden Berieselungsstärke ist nicht der dreidimensionale Ansatz relevant. Die fehlende Benetzung direkt neben den Berieselungspunkten wird hauptsächlich durch die y,z - Ebene beschrieben, da die Abstände der Berieselungspunkte in x -Richtung wesentlich geringer waren als in z -Richtung (s. Kapitel 3.2). Die Verteilung in der x,y – Ebene wird insofern nicht berücksichtigt.

Demnach kann das dreidimensionale Modell in ein zweidimensionales überführt werden. Gleichung 5.25 beschreibt somit den im numerischen Berechnungsverfahren verwendeten Ansatz.

$$\frac{\partial \dot{L}(z,y)}{\partial y} = D \cdot \left[\frac{\partial^2 \dot{L}(z,y)}{\partial z^2} \right] \quad (5.25)$$

Die Lösung der partiellen Differentialgleichung (PDGL) kann mit Hilfe der Finite-Differenzen-Methode erfolgen. Dazu wird die Ableitung der Flüssigkeitsströmung in y-Richtung nach Gleichung 5.25 durch den vorderen Differenzenquotienten beschrieben.

$$\frac{\partial \dot{L}(z,y)}{\partial y} = \frac{\dot{L}_{i,j+1} - \dot{L}_{i,j}}{\Delta y} \quad (5.26)$$

Die zweite Ableitung des Flüssigkeitsstroms in z-Richtung kann als Gradient des Flüssigkeitsstroms an der Stelle i verstanden werden. In Bild 5.5 wird die Diskretisierung der PDGL für einen festen Punkt in Richtung der y-Koordinate grafisch beschrieben.

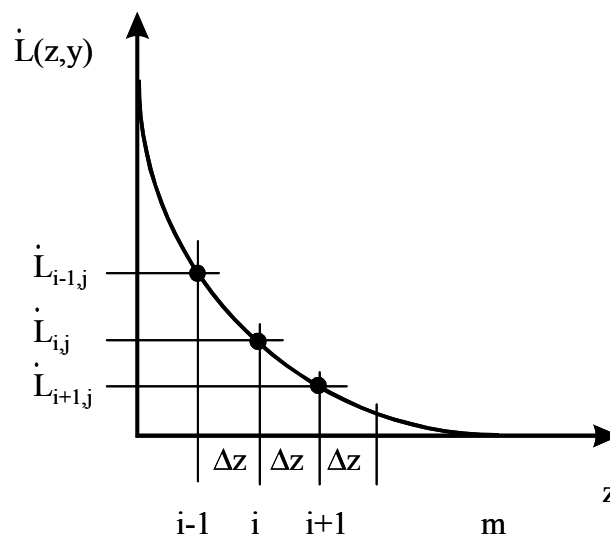


Bild 5.5: Diskretisierung der partiellen Differentialgleichung an einer Stelle $j = \text{konstant}$ zur numerischen Berechnung nach der Finite-Differenzen-Methode [4]

Die numerische Beschreibung kann durch die Gleichungen 5.27 und 5.28 erfolgen.

$$\text{links: } \frac{\dot{L}_{i,j} - \dot{L}_{i-1,j}}{\Delta z} \quad \text{rechts: } \frac{\dot{L}_{i+1,j} - \dot{L}_{i,j}}{\Delta z} \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial^2 \dot{L}}{\partial z^2} = \frac{\frac{\dot{L}_{i+1,j} - \dot{L}_{i,j}}{\Delta z} - \frac{\dot{L}_{i,j} - \dot{L}_{i-1,j}}{\Delta z}}{\Delta z} = \frac{\dot{L}_{i+1,j} - 2 \cdot \dot{L}_{i,j} + \dot{L}_{i-1,j}}{\Delta z^2} \quad (5.28)$$

Die Ausgangsgleichung 5.25 kann dann durch die Differenzengleichung 5.29 ausgedrückt werden.

$$\frac{\dot{L}_{i,j+1} - \dot{L}_{i,j}}{\Delta y} = D \cdot \frac{\dot{L}_{i+1,j} - 2 \cdot \dot{L}_{i,j} + \dot{L}_{i-1,j}}{\Delta z^2} + \dot{L}_0 \quad (5.29)$$

Somit kann die Flüssigkeitsbelastung \dot{L} an der Position $i, j + 1$ durch die Berechnungsergebnisse der drei im Vorfeld berechneten Zellen in der Ebene j der Stellen $i - 1$, i und $i + 1$ errechnet werden.

$$\dot{L}_{i,j+1} = \dot{L}_{i,j} + \frac{\Delta y}{\Delta z^2} D \cdot (\dot{L}_{i+1,j} - 2 \cdot \dot{L}_{i,j} + \dot{L}_{i-1,j}) + \Delta y \cdot \dot{L}_0 \quad (5.30)$$

In Bild 5.6 sind die Berechnungsergebnisse für eine Packung mit einer Höhe der Schüttung von $y = 0,6 \text{ m}$ und einer Tiefe von $z = 0,43 \text{ m}$ angegeben. Es ist die lokale Berieselungsstärke in der Eintrittsebene in den Stoffaustauschapparat als relevanter Parameter bei Berücksichtigung der Stoffübertragung dargestellt. Als Ausgangsberieselungsstärke wurde ein Mittelwert von $10 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ gewählt. Die Ausgangswerte der Luft und der Sole wurden wie folgt angesetzt.

- Temperatur der Luft am Eintritt $t_G = 26^\circ\text{C}$
- Absolute Feuchtigkeit der Luft am Eintritt $Y_G = 10 \text{ g}_\text{W}/\text{kg}_\text{tr.L.}$
- Mittlere Geschwindigkeit der Luft $w_G = 1 \text{ m/s}$
- Temperatur der Sole am Eintritt $t_L = 25^\circ\text{C}$
- Konzentration der Sole am Eintritt $x_{\text{gL}} = 0,38 \text{ kg}_\text{Salz}/\text{kg}_\text{Lösung}$

Es wurde eine Schrittweite von $0,01 \text{ m}$ in jeder Koordinate angesetzt.

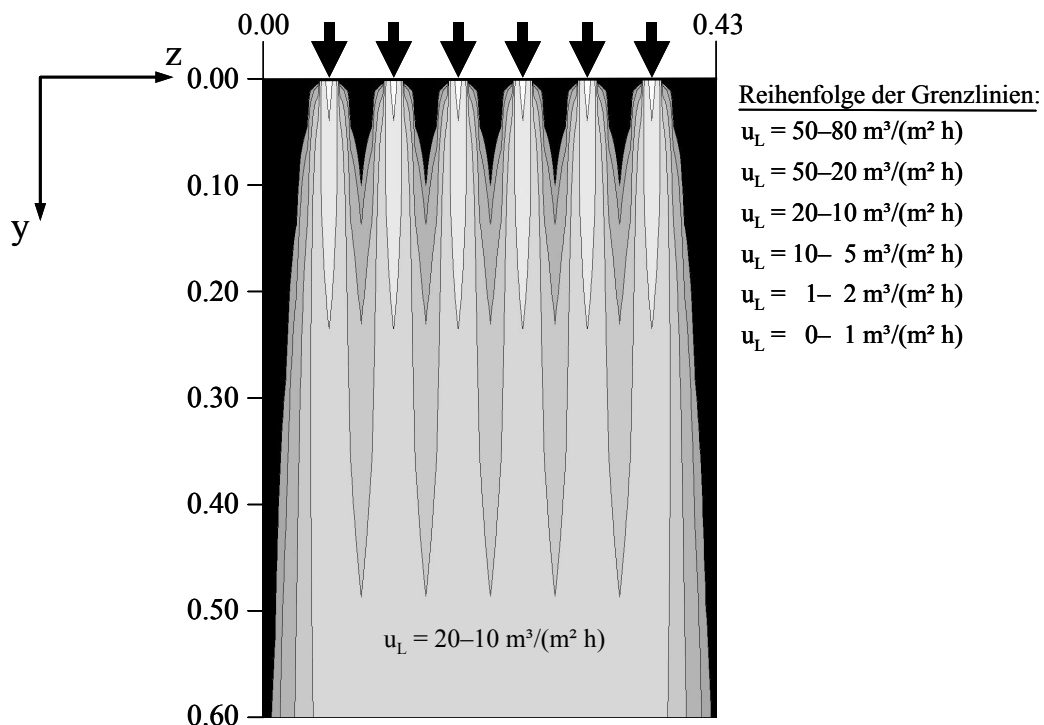


Bild 5.6: Darstellung der Dispersion in Abhängigkeit von der Breite des Stoffaustauschapparates $h = 0,6 \text{ m}$

Der Darstellung kann entnommen werden, dass bei Reduktion der Höhe des Stoffaustauschapparates der Einfluss der nicht benetzten Füllkörperoberfläche stetig steigt. Bei einer Höhe von 0,6 m, wie im Fall des Absorbers, kann dieser Einfluss vernachlässigt werden. Für den Regenerator wurden die im weiteren Verlauf dieser Arbeit benötigten Kennfelder durch Berechnungen unter Berücksichtigung der Dispersion erstellt (Kapitel 7.4).

Bild 5.7 zeigt die Profile der gemessenen und mit Hilfe des dreidimensionalen Modells berechneten absoluten Luftfeuchtigkeiten am Austritt des Stoffaustauschapparates für die Absorption und die Regeneration. Für beide Untersuchungen wurde der gleiche Apparat mit einer Schüttungshöhe von 600 mm verwendet. Dem Diagramm liegt dabei eine berieselte Länge von 600 mm und eine Berieselungsstärke von $10 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ h}$ für die Regeneration bzw. $15 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ h}$ für die Absorption zu Grunde.

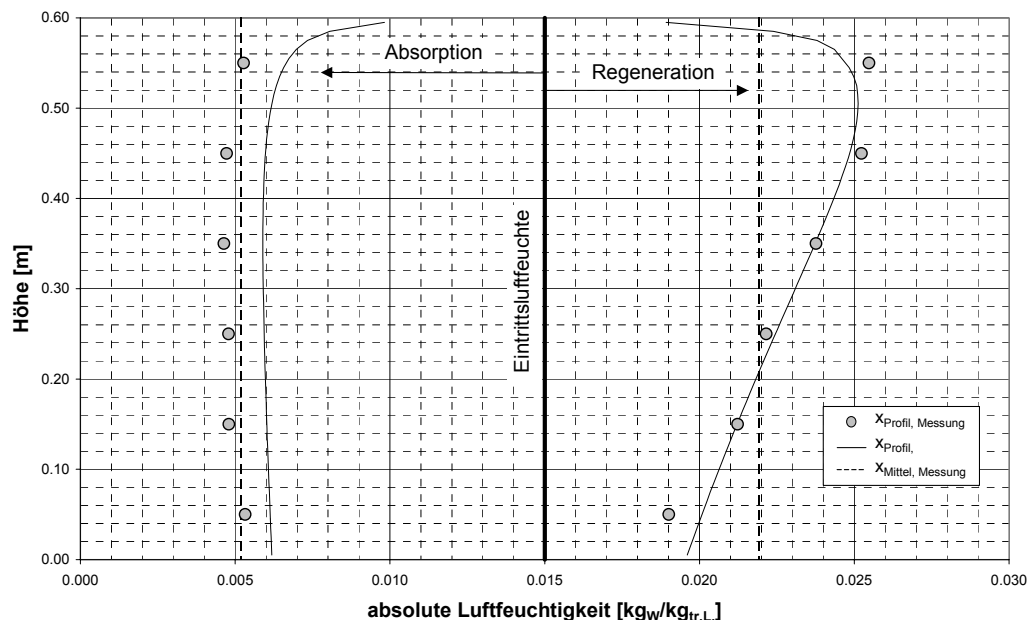


Bild 5.7: Darstellung der Profile der gemessenen und berechneten absoluten Luftfeuchtigkeit für Absorption und Regeneration am Austritt des Apparates

Es ist ersichtlich, dass das sich einstellende Profil der absoluten Luftaustrittsfeuchte durch die Berechnung unter Berücksichtigung der Dispersion der wässrigen Salzlösung realitätsnah bestimmt werden kann. Die in Bild 5.7 angegebenen mittleren absoluten Luftfeuchten wurden im Zuluftkanal hinter dem Zuluftventilator und der indirekten Verdunstungskühlung gemessen. An dieser Stelle kann von einer ausreichenden Vermischung des Luftstroms ausgegangen werden, so dass ein Messwert den Mittelwert darstellt. Auf die Darstellung weiterer Profile wird verzichtet. Weitere Vergleiche zwischen den jeweiligen Messungen und Rechnungen zeigen ähnlich Verläufe wie die dargestellten.

6 Messtechnische Untersuchung der Gesamtanlage unter dynamischen Randbedingungen

Die im Vorfeld beschriebene Betriebscharakteristik von Absorber, Regenerator und Verdunstungskühlung unter stationären Betriebsbedingungen sollte mit Hilfe einer dynamischen Untersuchung des Gesamtsystems erweitert werden. Durch eine messtechnische Untersuchung der Gesamtanlage unter realitätsnahen und somit instationären Bedingungen können im Gegensatz zu einer reinen analytischen Betrachtung der Teilprozesse wichtige Erkenntnisse zum Betrieb des Systems gewonnen werden.

Die Dynamik wurde durch eine Echtzeitsimulation der die Prozesse beeinflussenden Randbedingungen erreicht. Dies umfasste sowohl die Simulation der klimatischen Bedingungen von Außen- und Raumklima, als auch die Simulation der in dem Gebäude installierten, fiktiven Gebäudetechnik. Die Modelle wurden mit Hilfe der Simulationssoftware Simulink / Matlab 6.1 des Softwareherstellers The MathWorks, Inc. durchgeführt.

In Bild 6.1 ist die Einbindung der Gebäude- und Anlagensimulation in die real ausgeführte Anlagentechnik schematisch dargestellt. Es sind zur Simulation folgende Systeme nachgebildet worden:

- Gebäude
- Heizungsanlage
- Kältemaschinenanlage
- Solaranlage
- Klimatische Bedingungen am Aufstellungsort

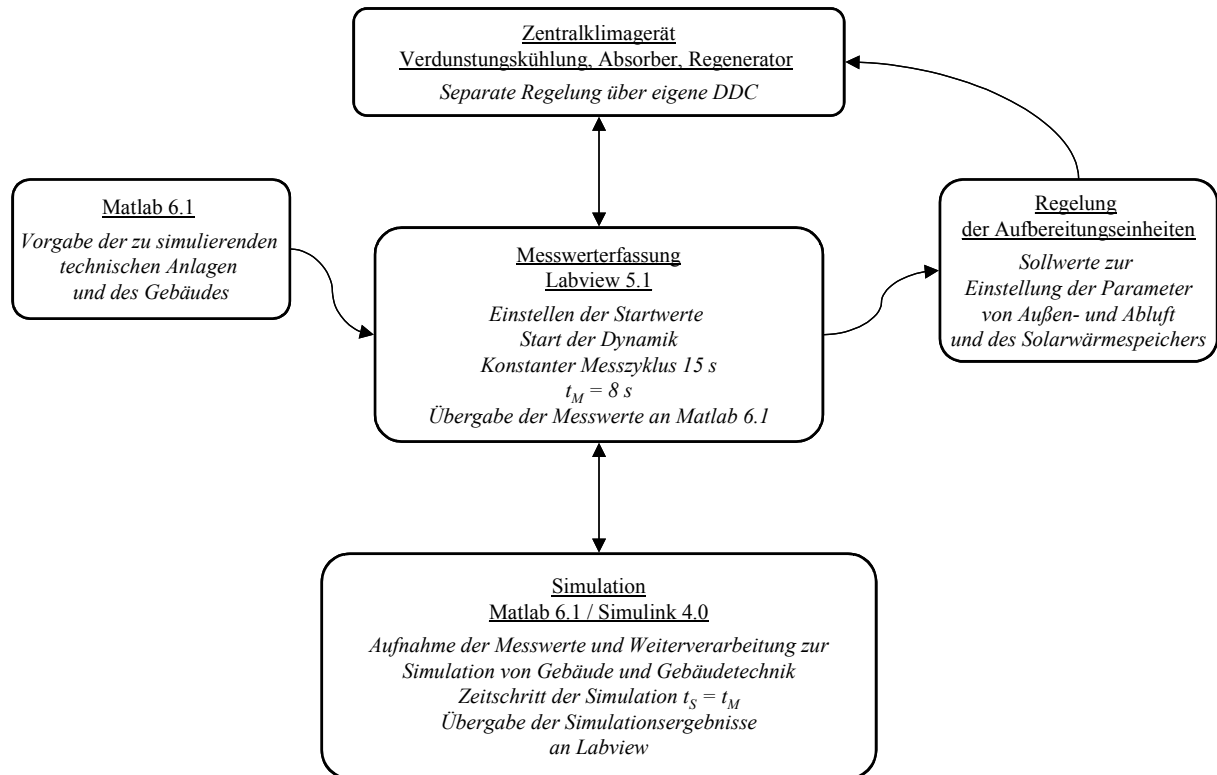


Bild 6.1: Prinzipieller Aufbau der Simulation

Zu Beginn der Messung werden Startwerte für die durch die Simulation abzubildenden Reaktionsgrößen des Gebäudes und der nicht im Labor installierten Anlagentechnik festgelegt. Diese Größen, wie zum Beispiel die Raumlufthtemperatur, werden durch die externen Aufbereitungseinheiten gemäß Kapitel 3.1 hergestellt. Bei Erreichen dieser stationären Startwerte kann die eigentliche Dynamik gestartet werden.

Die innerhalb eines Messzyklus aufgenommenen Daten über den Ist-Zustand der Versuchsanlage werden für die Simulation des nächsten Zeitschritts verwendet. Die sich ergebenden Ausgangsgrößen der Simulation werden mit Hilfe einer Analog-Ausgang-PCI-Karte des die Messung kontrollierenden Computers an die Regelungseinrichtungen im Laboratorium ausgegeben. In Bild 6.2 wird die Interaktion zwischen Messung und Simulation schematisch dargestellt.

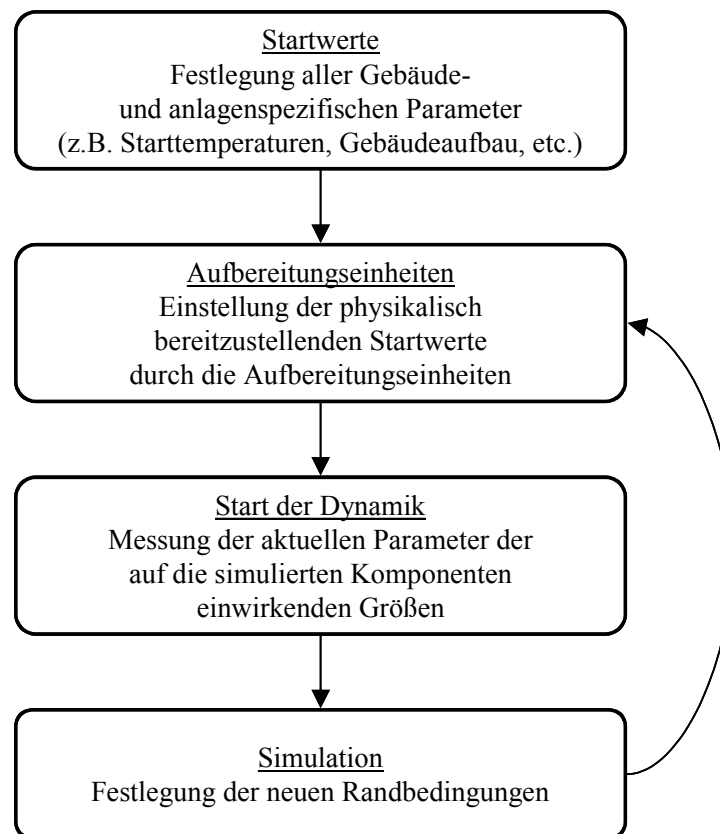


Bild 6.2: Interaktion zwischen Messung und Simulation

Im folgenden werden die in der Simulation verwendeten Module hinsichtlich ihrer mathematischen Formulierung und der Festlegung der die Simulation beeinflussenden Randbedingungen beschrieben.

6.1 Simulation und Beschreibung der gebäudespezifischen Parameter

6.1.1 Mathematische Beschreibung

Das Gebäude wird als Ein-Zonen Modell betrachtet. Diese Vereinfachung ist zulässig, da bei der Simulation der Raumluftparameter nicht die raumklimatischen Bedingungen, sondern die energetische Analyse der sorptionsgestützten Klimatisierung auf der Basis wässriger Salzlösungen den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet. Eine Verfeinerung dieses Modells ist durch den modularen Aufbau des Gebäudemodells zu erreichen. Zu diesem Zweck müsste ein Editor zur einfachen Definition der Schnittstellen der einzelnen Zonen entwickelt werden.

Die Basis für die Berechnung von Temperaturänderungen in einem Teilsystem bildet der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse in vereinfachter Form.

$$T_2 - T_1 = \int_1^2 \frac{\dot{Q}}{m \cdot c} dt \quad (6.1)$$

In Bild 6.3 ist ein einfaches Modell zur Berechnung der Reaktion eines abgeschlossenen thermodynamischen Systems dargestellt. Es wird einem adiabaten und stoffdichten System ein konstanter Wärmestrom von 500 W zugeführt.

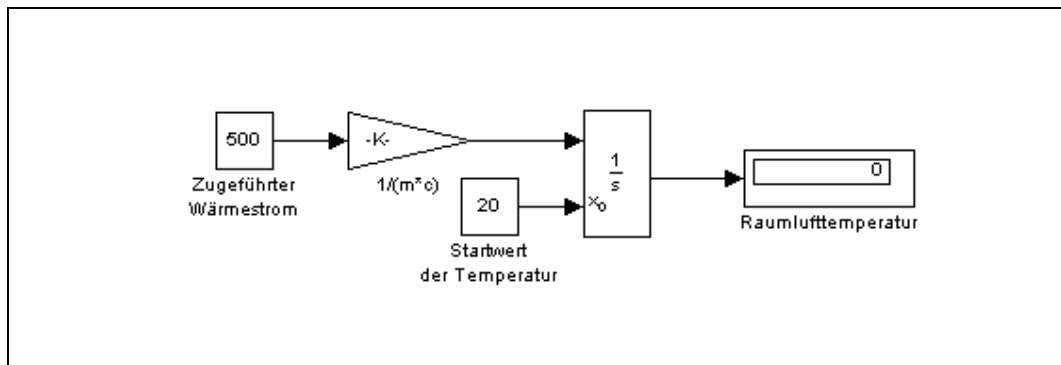


Bild 6.3: Simulinkmodell zur Berechnung eines abgeschlossenen Systems bei konstanten Randbedingungen

Das Modell kann problemlos von der Nachbildung eines abgeschlossenen Systems zur Nachbildung eines geschlossenen Systems umgewandelt werden (Bild 6.4). Es wird ein von der Systemtemperatur abhängiger Verlustwärmestrom definiert. Die Randbedingungen werden in dem Beispiel so gewählt, dass ein einfaches Modell für ein Gebäude entsteht.

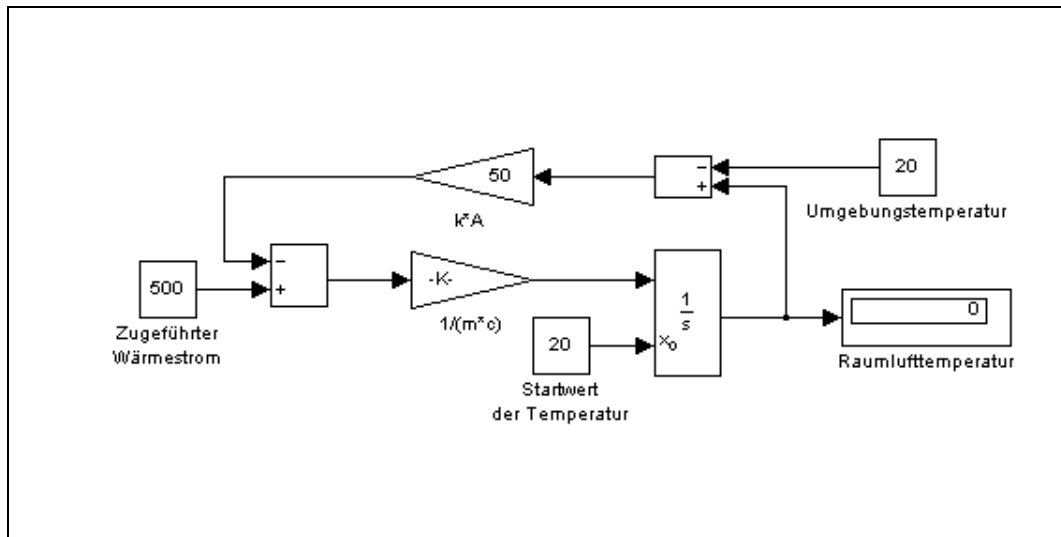


Bild 6.4: Simulinkmodell zur Berechnung eines geschlossenen Systems bei Berücksichtigung eines von der Temperaturdifferenz abhängigen Verlustwärmestroms

Die Berechnungsergebnisse der in Bild 6.3 und Bild 6.4 vorgestellten Programme sind in Bild 6.5 dargestellt. Da die Umgebungstemperatur mit 20°C angenommen wurde, entsprechen bei einer Temperaturdifferenz zwischen Innen und Außen von 10 K und einem Faktor von

50 W/K der zugeführte und der über die Raumumschließungsflächen abgeführte Wärmestrom einander. Eine weitere Temperaturerhöhung findet nicht statt. Die dargestellten Gradienten werden in diesem Beispiel durch die als konstant angenommene spezifische Wärmekapazität und Luftmasse aufgeprägt. Zum Zeitpunkt Null besitzen beide Kurven die gleiche Steigung, da die Temperaturdifferenz in beiden Modellen zu Beginn einander entsprechen und somit die resultierenden Wärmeströme der beiden Modelle gleich groß sind.

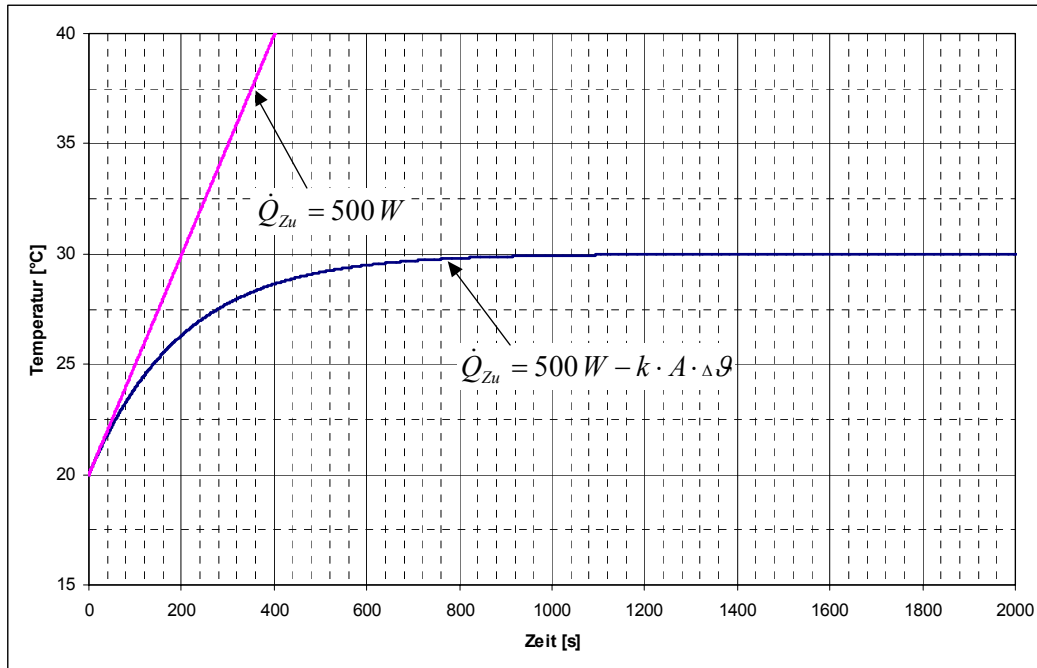


Bild 6.5: Darstellung der Berechnungsergebnisse der Modelle aus Bild 6.3 und Bild 6.4

Das in der Simulation des Gebäudes verwendete Modell ist wesentlich komplexer aufgebaut, als die in Bild 6.3 und Bild 6.4 dargestellten Modelle. Zur thermodynamischen Nachbildung müssen jedoch nur die ein- und ausfließenden Wärmeströme bilanziert werden. Folgende Wärmeströme werden im Gebäudemodell verwendet:

- Heizleistung der installierten Heizkörper
- Kühlleistung der installierten Kühldecke
- Kühlleistung bzw. Heizleistung der Zuluft
- Solarstrahlung durch die Fenster
- Transmission durch Fenster und Wände
- Abwärme der im Gebäude installierten Geräte, Beleuchtung und der Personen.

Wesentlich bei der Beurteilung der Raumreaktion ist die Berücksichtigung der Speicherfähigkeit der Gebäudemasse. Um die instationären Wärmeleitvorgänge berücksichtigen zu können, wurde

das Crank-Nicolson-Verfahren [2] verwendet. Simulink bietet mit der Bezeichnung „State Space“ bereits ein Modul zur Berechnung der beim Crank-Nicolson Verfahren aufgestellten Gleichungssysteme an [35]. Diese haben die Form:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (6.2)$$

$$y = Cx + Du \quad (6.3)$$

Die Aufstellung der den Wandaufbau beschreibenden Matrix A wird in Anlehnung an das von Bagda [3] vorgestellte Modell durchgeführt. Es können insbesondere unterschiedliche Materialien berücksichtigt werden.

Neben der Energiebilanz ist noch eine Stoffbilanz zur Bestimmung der Raumluftheuchtigkeit aufzustellen. Prinzipiell ist der Aufbau dieses Teilmodells dem zur Berechnung der Raumlufthtemperatur ähnlich.

Die mathematische Beschreibung kann durch Gleichung 6.4 erfolgen. Voraussetzung ist dabei, wie bei der Berechnung der Raumluftheuchtigkeit, die ideale Durchmischung der Raumlufth.

$$Y_2 - Y_1 = \int_1^2 \frac{\dot{m}_w}{m_{tr.L.}} dt \quad (6.4)$$

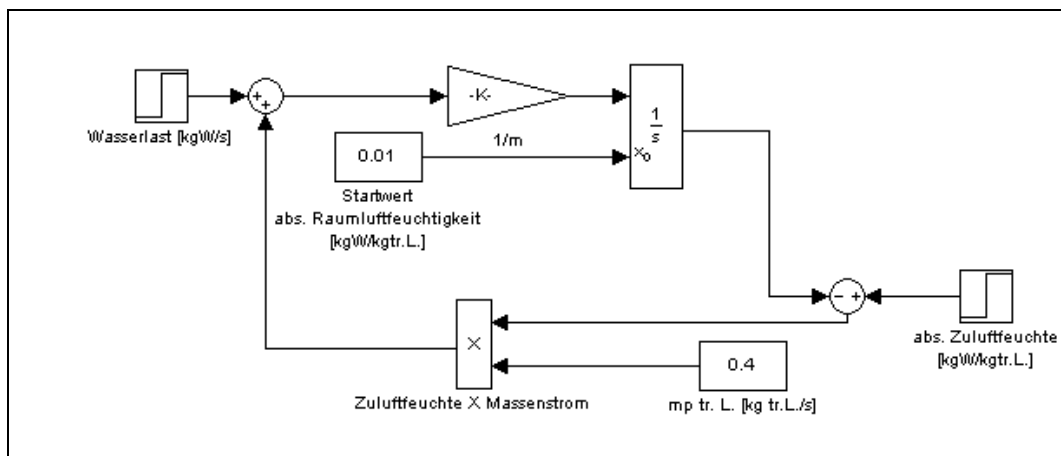


Bild 6.6: Simulinkmodell zur Berechnung der stofflichen Reaktion des Gebäudes

Ein Beispiel für die Reaktion der absoluten Raumluftheuchtigkeit auf eine Veränderung der im Raum z. B. durch Personen freigesetzten Wasserlast und der Zuluftfeuchtigkeit ist in Bild 6.6 dargestellt. Grundlage für dieses Beispiel ist ein konstanter trockener Zu- und Abluftmassenstrom von 0,4 kg_{tr.L.}/s. Die Zuluftfeuchte wurde sprunghaft nach einer Zeit von 3600 s von 11 g_W/kg_{tr.L.} auf 9 g_W/kg_{tr.L.} reduziert. Nach einer Zeit von 7200 s wurde ein konstanter Wassermassenstrom von 1,2 kg_W/h dem System zugeführt. Zu beachten ist der

zeitliche Verzug durch die vorhandene Masse der trockenen Luft. Die Wasserlast wurde so gewählt, dass sie einem personenbezogenen Wassermassenstrom von $40 \text{ g}_w/\text{Person}$ entsprach. Der in dem Beispiel angesetzte Luftwechsel entsprach $1,14 \text{ h}^{-1}$.

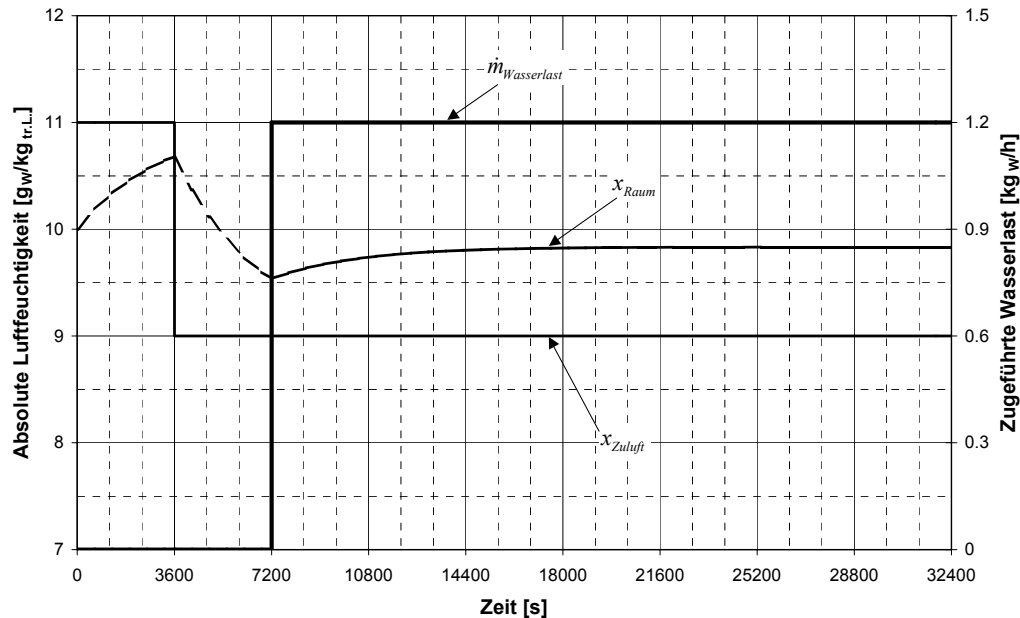


Bild 6.7: Darstellung der Reaktion der absoluten Raumluftfeuchtigkeit bei sprungartiger Veränderung der Wasserlast und der absoluten Zuluftfeuchte

In den vorherigen Beispielen wurde die spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft bzw. die Masse der feuchten Luft im Gebäude verwendet.

Die Enthalpie der feuchten Luft ist im Gegensatz zum bisherigen Ansatz von der Lufttemperatur und dem absoluten Wassergehalt abhängig. Demnach muss Gleichung 6.1 modifiziert werden.

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 \frac{\dot{Q}}{m_{tr.L.}} dt \quad (6.5)$$

Der prinzipielle Aufbau der grafischen Programmierung bleibt erhalten. Im Vergleich zu den im Vorfeld beschriebenen Programmen weist das Modell wesentlich mehr Einflussgrößen auf. In Bild 6.8 ist das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Gesamtmodell zur thermodynamischen Beschreibung der Raumreaktion abgebildet. Neben der Summierung der üblicherweise auf die Raumluft einwirkenden Wärmeströme muss die Enthalpieänderung der Befeuchtung berücksichtigt werden. Der von den Personen abgeführte Wassermassenstrom wird als isotherme Dampfbefeuchtung angesetzt. Eine Befeuchtung mit Wasser kann ebenso berücksichtigt werden.

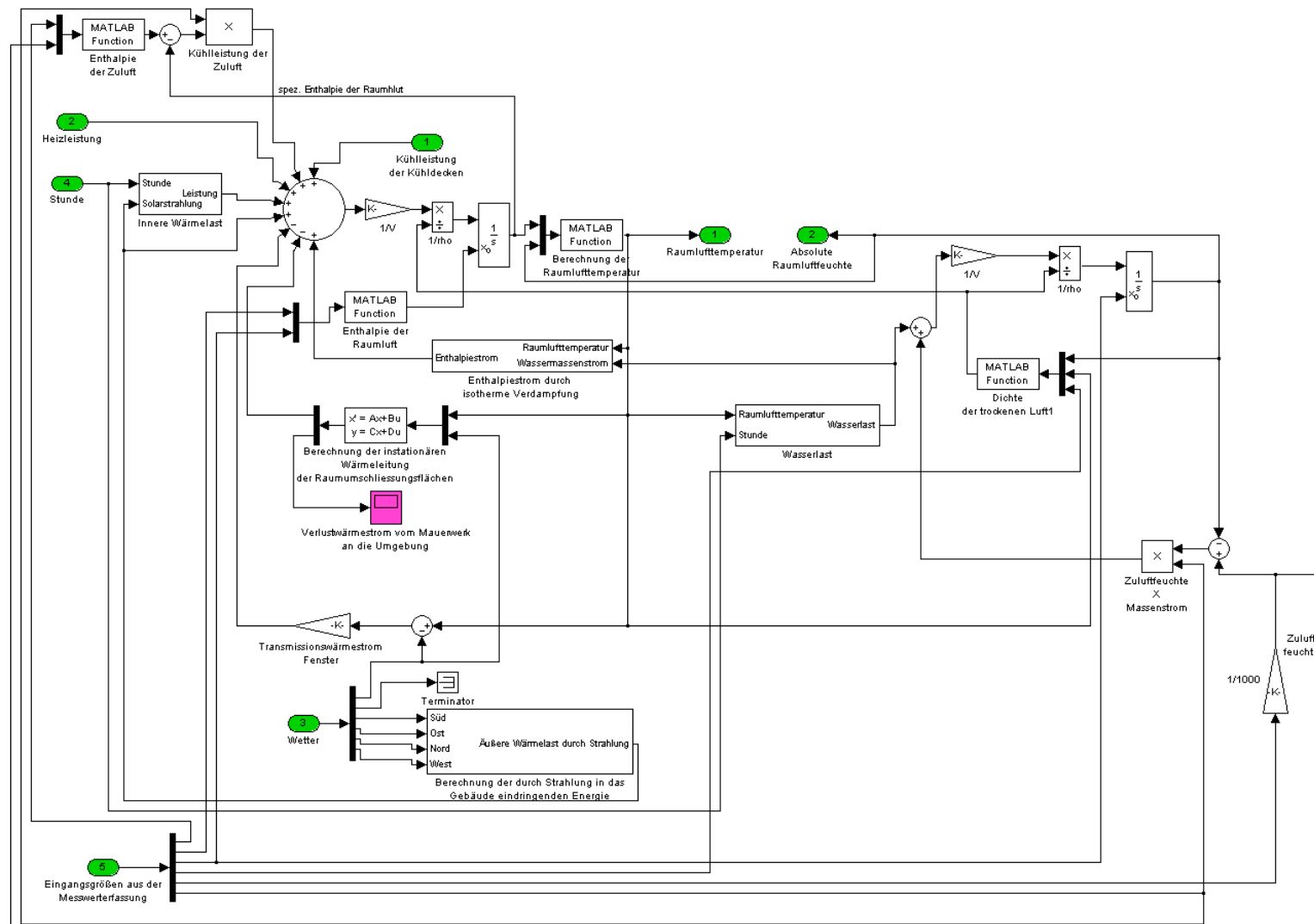


Bild 6.8: Modell zur Beschreibung der energetischen und stofflichen Reaktion des Gebäudes

Die Modellbildung zur Beschreibung der Heizungsanlage erfolgt in Anlehnung an die in [34] beschriebene Bilanzierung. Darin werden die Komponenten Heizkessel, Brenner, Heizkörper und die Heizkreispumpe mathematisch beschrieben und eine Programmierung der Heizungsanlage vorgeschlagen. Die mathematische Beschreibung der Kältemaschinenanlage erfolgt analog der Beschreibung der Heizungsanlage. Anstelle der Heizkörper wird eine Kühldecke als Übertragungsfläche berücksichtigt.

Als Basis für die klimatischen Bedingungen wurden Testreferenzjahre verwendet. In den Datensätzen sind die mittleren stündlichen Werte der Außenlufttemperatur, der relativen Außenluftfeuchte, des Luftdrucks und der direkten und diffusen Strahlung auf die horizontale Fläche für die entsprechende Zeit angegeben. Weitere Angaben wurden nicht verwendet. In der Simulation werden die stündlichen Werte linear interpoliert. Dies ist insbesondere bei der Berechnung der aktuellen Solarstrahlung auf die jeweiligen Flächen zu beachten. Dazu wurden die in der Literatur beschriebenen Berechnungsalgorithmen zur Berechnung Strahlungsleistung auf geneigte Flächen verwendet [21]. Eine Verschattung des simulierten Gebäudes wurde nicht berücksichtigt. Ebenso wurden die Windverhältnisse und deren Einfluss auf die freie Lüftung durch Undichtigkeiten in der Gebäudehülle nicht beachtet.

6.1.2 Festlegung der Gebäudespezifischen Parameter

In diesem Abschnitt werden die das Gebäude beschreibenden Parameter definiert. Die verwendeten Größen orientieren sich dabei an den allgemein anerkannten Regeln der Technik. Es sind insbesondere die DIN 1946, die VDI 2078 und die EnEV 2000 zu nennen.

Basis für die Auslegung des in den dynamischen Untersuchungen simulierten Gebäudes ist der Nennvolumenstrom des Zentralklimageräts von $\dot{V}_{nem}=1200 \text{ [m}^3/\text{h]}$. Die im Weiteren aufgeführten Angaben beziehen sich auf die Simulation einer Zwischenetage eines Gebäudes mit Hochhauscharakter.

Bezeichnung	Wert	Bemerkung	Referenz
Standort	Essen City	Klimazone 3	VDI 2078 Tab. 1
Auslegungstemperatur	32 [°C]	Klimazone 3	VDI 2078
Tagesmittelwert	24,6 [°C]	Klimazone 3	VDI 2078
Mindest-Außenluftvolumenstrom	60 [m³/h]	Großraumbüro	DIN 1946 Teil2
Personenzahl	20	1200 / 60 [m³/h]	DIN 1946 Teil2
Personenwärme, gesamt	ca. 2300 [W]	bei 26 °C t_{Innen}	DIN 1946 Teil2
Personenwärme, sensibel	ca. 1400 [W]	bei 26 °C t_{Innen}	DIN 1946 Teil2
Personenwärme, latent	ca. 890 [W]	bei 26 °C t_{Innen}	DIN 1946 Teil2
Wasserdampfabgabe	1,28 [kg/h]	bei 26 °C t_{Innen}	DIN 1946 Teil2

Wärmeabgabe durch PC	4080 [W]	20 PC und 2 Drucker	VDI 2078
Nennbeleuchtung	500 [lx]	Abluftleuchten	VDI 2078
Wärmeabgabe durch Beleuchtung	ca. 690 [W]		VDI 2078
Grundfläche	200 [m ²]	Personenzahl*10 m ²	DIN 1946 Teil2
Grundriss	Quadratisch	Zwischenetage	
Raumhöhe	3 [m]		ArbStättV §23
Fassadenfläche	169,7 [m ²]	Gesamt	
Ausrichtung	180° Südlich		
Fassade, gerichtet	42,43 [m ²]	Süd, West, Nord, Ost	
Fensteranteil	54 [%]	mit Fensterrahmen	-
Fensterfläche, gerichtet	22,91 [m ²]	Süd, West, Nord, Ost	
Glasanteil	0,69 [%]	Glas / Fenster	VDI 2078
Glasfläche, gerichtet	15 [m ²]	Süd, West, Nord, Ost	
k-Wert Fenster	1,7 [W/m ² K]	Fensterbezogen	EnEV 2000
Durchlassfaktor	1	Doppelverglasung Tafelglas DIN 1249	
Außenwand	78,06 [m ²]	Gesamt	
Außenwand, gerichtet	19,52 [m ²]	Süd, West, Nord, Ost	
Dämmschichtdicke	0,05 [m]	Polystyrol WLG 040	
$\lambda_{\text{Dämmung}}$	0,04 [W/mK]	Polystyrol WLG 040	DIN 18164 Teil 1
$\rho_{\text{Dämmung}}$	(>30)	Polystyrol WLG 040	DIN 18164 Teil 1
$c_{p,\text{Dämmung}}$	1050 [J/kg K]	Polystyrol WLG 040	DIN 18164 Teil 1
Mauerdicke	0,3 [m]	POROTON W	DIN 105 Teil 2
$\lambda_{\text{Mauerwerk}}$	0,36 [W/mK]	POROTON W	DIN 105 Teil 2
$\rho_{\text{Mauerwerk}}$	900 [kg/m ³]	POROTON W	DIN 105 Teil 2
$c_{p,\text{Mauerwerk}}$	920 [J/kg K]	POROTON W	DIN 105 Teil 2
α_{Innen}	7,69 [W/m ² K]		DIN 4701
$\alpha_{\text{Außen}}$	25 [W/m ² K]		DIN 4701
k-Wert Außenwand	0,44 [W/m ² K]	POROTON W	EnEV 2000
Sonnenschutz		Außenjalousie	
Durchlassfaktor	0,15	Öffnungswinkel 45°	VDI 2078 Tab 13

Tabelle 6.1: Festlegung der für die Gebäudesimulation berücksichtigten Parameter

Es wurde eine durchgehende Belegung des Gebäudes mit den Personen von 8⁰⁰ bis 17⁰⁰ Uhr angesetzt. Eine Belegungsdichte von 0,1 Personen / m² bei einer zu klimatisierenden Grundfläche von 200 m² führte zu 20 Personen in der simulierten Zone. Die sensible und latente Wärmelast der Personen wurde durch einen funktionalen Zusammenhang entsprechend VDI 2078 berücksichtigt. Der außenliegende Sonnenschutz wurde bei einer grundflächenspezifischen direkten Einstrahlung von 40 W/m² berücksichtigt. Eine Verschattung des Gebäudes wurde nicht berücksichtigt.

6.1.3 Validierung des Gebäudemodells

Werden die Eingänge des Modells, die die sensible Wärmeab- bzw. Wärmezufuhr beschreiben, gleich Null gesetzt (Heizung und Kühlung), kann die durch die inneren und äußeren Lasten resultierende Raumreaktion bestimmt werden. Dadurch kann, bei Vorgabe der einzuhaltenden Raumlufttemperatur und Raumluftfeuchtigkeit, die Berechnung der aus dem Raum zu- bzw. abzuführenden Kühl- bzw. Heizlast erfolgen. Dieser Zusammenhang wird durch Gleichung 6.6 beschrieben.

$$\dot{Q}_R = \dot{V}_{\min} \cdot \rho_L \cdot (h_{l+x,U} - h_{l+x,R}) + \dot{Q}_{\text{Strahlung}} + \dot{Q}_{\text{Transmission}} + \sum \dot{Q}_{\text{Sensibel}} + \sum \dot{Q}_{\text{Latent}} \quad (6.6)$$

- \dot{Q}_R : Raumwirksame Wärmelast
- $\dot{Q}_{\text{Strahlung}}$: Wärmestrom durch Strahlung
- $\dot{Q}_{\text{Transmission}}$: Wärmestrom durch Transmission
- $\dot{Q}_{\text{Sensibel}}$: Wärmestrom durch Personen, Beleuchtung, Geräte
- \dot{Q}_{Latent} : Enthalpiestrom durch zugeführten Wasserdampf
- \dot{V}_{\min} : Mindestaußenluftvolumenstrom
- $h_{l+x,U} - h_{l+x,R}$: Differenz der spezifische Enthalpie zwischen Umgebungs- und Raumluft

Die einzuhaltenden Raumluftparameter basieren auf den in DIN 1946 Teil 2 definierten Behaglichkeitskriterien. Werden diese Grenzen durch die Einwirkung der auf den Raum wirkenden Last nicht überschritten, liegt keine abzuführende Last vor. Der Raum ist dann in der Lage, den einwirkenden Wärmestrom aufzunehmen. Es wurden bei der Berechnung der Luftfeuchtigkeit der Raumluft keine Speichervorgänge durch sorptive Eigenschaften der eingesetzten Baumaterialien berücksichtigt. Über die Funktionen 6.7 bis 6.10 kann die zeitlich erforderliche Lastkompensation errechnet werden.

$$d\dot{Q}_{\text{Sensibel}} = c_p \cdot m_{tr.L.} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (6.7)$$

$$dT = d(T_{R,ist} - T_{R,soll}) \quad (6.8)$$

$$d\dot{Q}_{\text{Latent}} = m_{tr.L.} \cdot r_0 \cdot \frac{dY}{dt} \quad (6.9)$$

$$dT = d(T_{R,ist} - T_{R,soll}) \quad (6.10)$$

Bei der Durchführung einer dynamischen Simulation sind die Startwerte des untersuchten Systems von großer Relevanz. So kann z.B. durch eine unzulässig geringe Starttemperatur des Mauerwerks die gesamte Dynamik deutlich beeinflusst werden. Es sind demnach für die Raumlufthtemperatur, Raumlufthfeuchte und die Temperatur der Raumumschließungsflächen realistische Werte anzusetzen. Diese beliefen sich im folgenden Beispiel auf:

- $t_{\text{Mauerwerk}, t=0} = 22^{\circ}\text{C}$
- $t_{\text{Raum}, t=0} = 21^{\circ}\text{C}$
- $\varphi_{\text{Raum}, t=0} = 50\%$

Die Simulation wurde mit den Daten des 9. Juli des Testreferenzjahres 03 (Ruhrgebiet und weitere Ballungsgebiete des Flachlandes) durchgeführt. Dies ist der Tag des Jahres mit der höchsten mittleren absoluten Luftfeuchtigkeit über den Tagesverlauf. In Bild 6.9 und Bild 6.10 sind die relevanten Wetterdaten graphisch dargestellt.

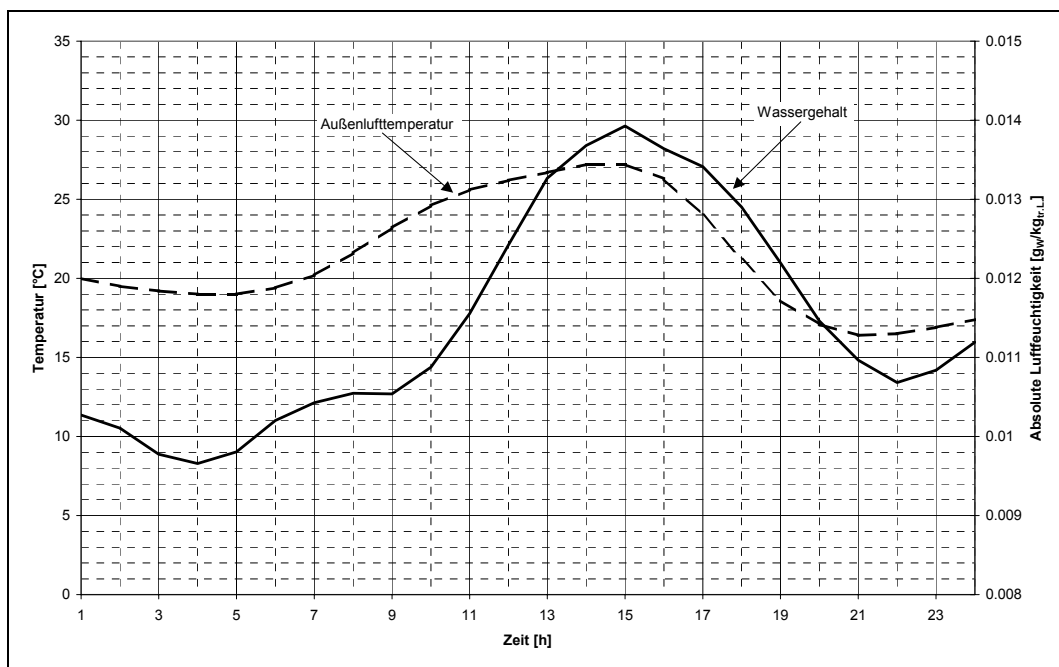


Bild 6.9: Darstellung der Außenlufttemperatur und absoluten Außenluftfeuchte des 9. Juli des TRY 03

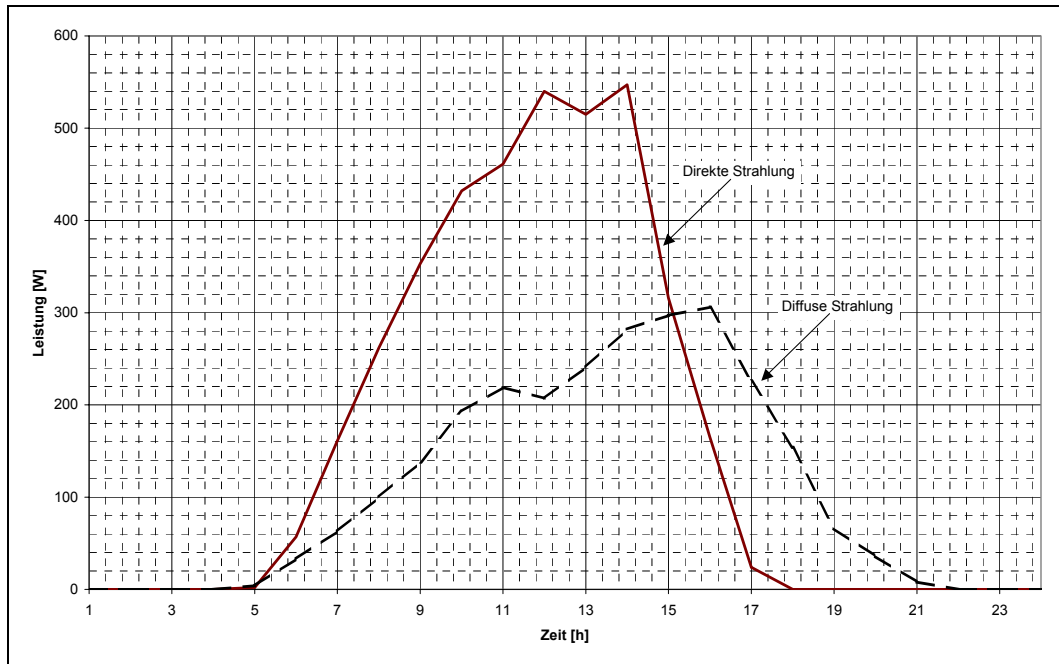


Bild 6.10: Darstellung der direkten und diffusen Solarstrahlung auf die horizontale Fläche am 9. Juli des TRY 03

Die in der Simulation genutzten gebäudespezifischen Daten sind durch Tabelle 6.1 gegeben. In Bild 6.11 sind die Soll- und Istwerte von Temperatur und absoluter Luftfeuchte des simulierten Raumes dargestellt.

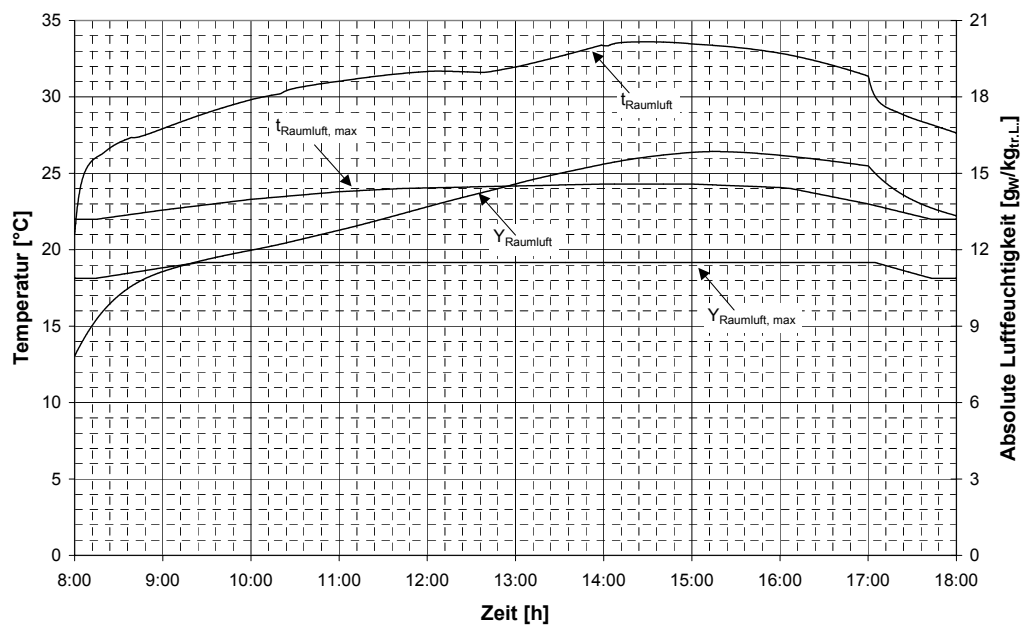


Bild 6.11: Darstellung der Soll- und Istwerte für die in Kapitel 6.1.2 beschriebenen Randbedingungen

Das Verlassen des Gebäudes durch die Personen um 17⁰⁰ Uhr ist in Bild 6.11 deutlich erkennbar. Neben einer sofortigen Reaktion der Raumlufitemperatur ist auch die Reduktion der absoluten Luftfeuchtigkeit zu erkennen. Die simulierten Raumluftparameter liegen weit außerhalb des

zulässigen Bereichs der DIN 1946 Teil 2 und eine Klimatisierung ist zur Einhaltung der maximalen Raumlufthtemperatur und Raumlufthfeuchtigkeit zwingend erforderlich. In Bild 6.12 ist die nach Gleichung 6.6 wirksame Last dargestellt, die durch die Klimatisierung aus dem Raum abgeführt werden muss, um die maximalen Raumlufthparameter einzuhalten. Bei dem in dem Diagramm ersichtlichen Verlauf der durch die Lüftung mit Außenluft in den Raum eingebrachten Wärmeleistung handelt es sich formal um die Kühlleistung der Zuluft. Der negative Betrag kennzeichnet somit einem dem System zugeführten Wärmestrom. Der mit \dot{Q}_{Innen} bezeichnete Verlauf beschreibt die dem Raum zugeführte Wärmeleistung. Die sprungartigen Änderungen sind auf Schaltvorgänge der Beleuchtung und das Verlassen des Raumes durch die Nutzer zurückzuführen. Wird die wirksame Wärmeleistung auf die Grundfläche des simulierten Gebäudes von 200 m² bezogen, errechnet sich eine spezifische Last von ca. 25 W/m². Kühllasten dieser Größenordnung sind charakteristisch für Bürogebäude, wenn das Ausschalten der Beleuchtung, die Nutzung eines außenliegenden Sonnenschutzes und eine Personenbelegung von 0,1 Personen/m² berücksichtigt wird [14].

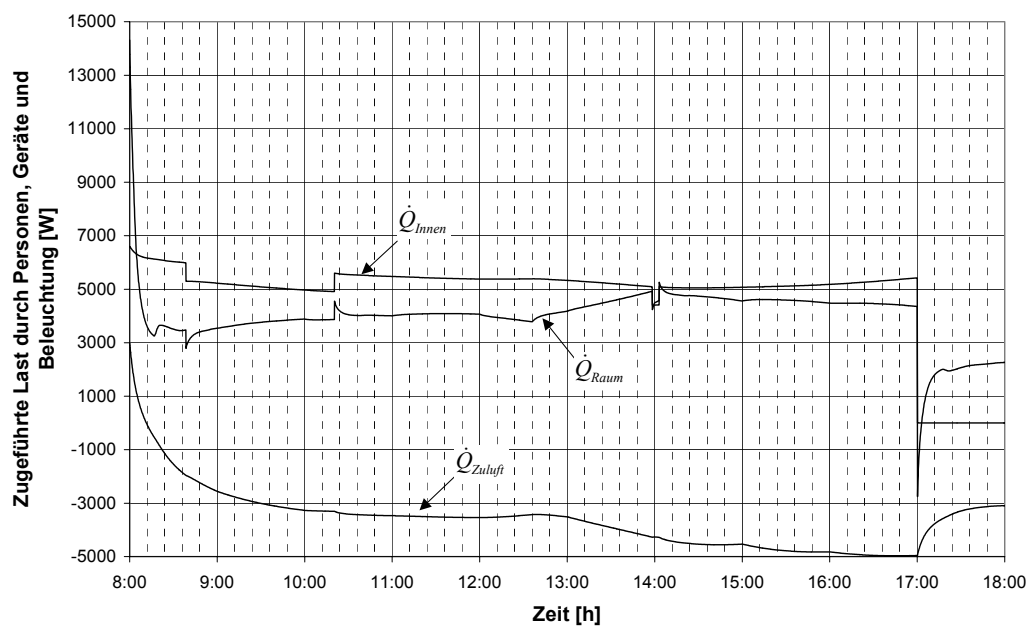


Bild 6.12: Darstellung der im Raum wirksamen Wärmelast für die in Kapitel 6.1.2 beschriebenen Randbedingungen

6.2 Simulation und Beschreibung der thermischen Solaranlage

Der Beschreibung der thermischen Solarenergienutzung kommt im Rahmen dieser Arbeit eine besondere Bedeutung zu. Der im Kapitel 4 erläuterte Zusammenhang zwischen der Temperatur

der zu regenerierenden Salzlösung und der Regenerationsleistung ist bei der Auslegung und insbesondere bei der Regelung der Solaranlage zu berücksichtigen.

6.2.1 Auslegung der Solaranlage

Die Auslegung der thermischen Solaranlage für die Verwendung als Energiebereitstellungsverfahren zur Regeneration der wässrigen Salzlösung orientiert sich wie die Auslegung der solaren Brauchwassererwärmung und der solaren Heizungsunterstützung an den erforderlichen Wärmeströmen und der benötigten Heißwassertemperatur.

Durch die Anhebung der Soleeintrittstemperatur kann die Regenerationsleistung und somit die Leistungszahl der Regeneration gesteigert werden (vgl. Kapitel 4.3). Der Kollektorstufenwirkungsgrad ist neben seinem konstruktiven Aufbau von der solaren Einstrahlung und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen der Absorberfläche und der Umgebung abhängig [21], [29]. Als Beispiel ist in Bild 6.13 der typische Wirkungsgradverlauf eines Vakuumröhrenkollektors gegeben.

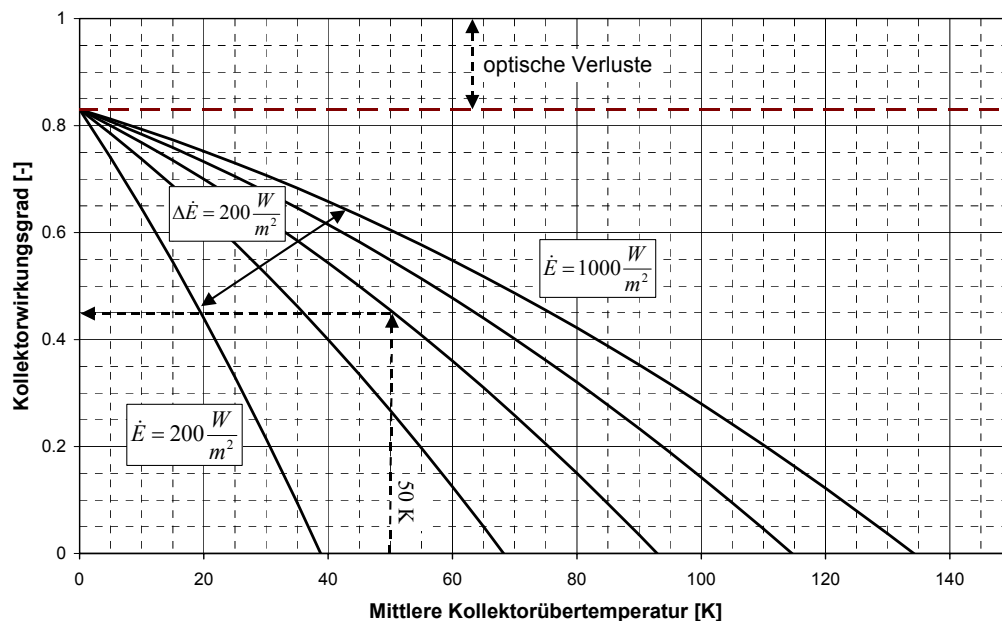


Bild 6.13: Darstellung des Kollektorstufenwirkungsgrades in Abhängigkeit von der solaren Einstrahlung und mittleren Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung

Es sind die Wirkungsgradlinien für konstante solare Einstrahlungen von 200 – 1000 W/m² mit einer Schrittweite von 200 W/m² in Bild 6.13 eingetragen. Bei einer Einstrahlung von beispielsweise 600 W/m² kann bei einer gewünschten Kollektoraustrittstemperatur von 70°C bei 25°C Umgebungstemperatur ein Wirkungsgrad von ca. 45% erreicht werden. Dies entspricht einer durch die Kollektoren bereitgestellten Leistung von 270 W/m².

Durch Veränderung des Wärmeträgermassenstroms kann der Wirkungsgrad der Kollektoren aktiv beeinflusst werden. Um diesen möglichst hoch zu halten, muss die Solarkreispumpe so betrieben werden, dass die Temperaturdifferenz zwischen der Kollektoraustrittstemperatur und der Speichertemperatur nicht zu groß wird. In der Simulation wurde dies durch die Programmierung einer Drehzahlregelung erreicht. Die in dem Modell abgebildete Regelung wurde so eingestellt, dass bei einer Temperaturdifferenz von 8 K zwischen Kollektoraustrittstemperatur und Solarenergiespeicher die Pumpe mit Nenndrehzahl betrieben wurde. Bei einer Temperaturdifferenz kleiner 3 K wurde die Pumpe ausgeschaltet. Die Drehzahlerhöhung erfolgte in vier Stufen von je 25 % der Nenndrehzahl.

Neben der Regelung des Solarkreises sind weitere Maßnahmen für einen energetisch sinnvollen Betrieb der Regeneration zu beachten. Es ist sinnvoll, die Regeneration dann zu starten, wenn die für einen Regenerationszyklus erforderliche Energie durch die gespeicherte Energie im Solarwärmespeicher betrieben werden kann. Sollte dies nicht der Fall sein, hieße dies, dass die Regeneration abgebrochen werden muss und eventuell nicht ausreichend aufkonzentrierte wässrige Salzlösung im Regenerator verbleibt, bzw. in den Speicher der aufkonzentrierten Lösung gepumpt wird.

Die Simulation eines in der Praxis häufig installierten Schichtenspeichers in thermischen Solaranlagen wurde nicht durchgeführt. Eine Simulation eines entsprechenden Modells müsste analog zu der in Kapitel 5 durchgeführten Verifizierung der Stoffaustauschapparate erfolgen. Da ein entsprechender Speicher nicht zur Verfügung stand und Modelle zur Simulation von Schichtenspeichern bereits erstellt wurden [33], wird im Rahmen dieser Arbeit darauf verzichtet.

Um dennoch eine der Realität nahe Berücksichtigung der Speicherung von Solarwärme in die mathematische Beschreibung zu integrieren, wurde ein weiterer Speicher als Pufferspeicher vorgesehen. Dies ist von besonderer Bedeutung, da, wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit gezeigt wird, nicht die gespeicherte Energie alleine maßgebend für die Wärmebereitstellung ist. Das Ziel der thermischen Solaranlage muss es sein, einen Wärmestrom für die Durchführung der Regeneration der abkonzentrierten wässrigen Salzlösung zur Verfügung zu stellen. Demnach ist die Höhe des Temperaturniveaus ebenso wichtig wie der Betrag der gespeicherten Energie. Durch die Vorgabe der Regelung der Speicherbeladung kann diesem Umstand Rechnung getragen werden. Bei dem im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Modell handelt es sich also um ein Speichersystem, bestehend aus zwei Speichern (Hauptspeicher und Pufferspeicher), wobei die Regelung der Be- und Entladung der Speicher wesentlich für die Kombination der Sorption mit der thermischen Solarenergienutzung ist. Es wurden mehrere Regelungsvarianten untersucht.

Als Beispiel wird im folgenden ein Schema beschrieben. In den Kapiteln 8 und 9 wird dann auf weitere Regelungsvarianten explizit eingegangen.

Der Pufferspeicher hat die Aufgabe, entsprechend den Anforderungen des Regenerationsprozesses Wärme auf einem Temperaturniveau von ca. 75°C bereitzustellen. Ist dieser Wert erreicht, wird keine weitere Energie dem Pufferspeicher zugeführt und der Hauptspeicher wird beladen. Durch diese Vorgehensweise ist gewährleistet, dass zur Regeneration ein entsprechend großer Heizwärmestrom auf dem erforderlichen Temperaturniveau zur Verfügung steht. Sollte aufgrund eines maximal entleerten Speichers der verdünnten Lösung keine Notwendigkeit zur Regeneration bestehen, können Haupt- und Pufferspeicher maximal aufgeladen werden. Bei Einsetzen der Regeneration wird dann zuerst der Speicher mit der höheren Temperatur genutzt, bis dieser 5 K kälter ist, als der andere Speicher oder die minimale Temperatur der Durchführung der Regeneration erreicht wird. Während der Wärmeentnahme können beide Speicher in Abhängigkeit ihrer Temperatur durch die Solarkollektoren beladen werden. Diese Regelung wurde in der Simulation durch die Nachbildung der erforderlichen Ventile mit Hilfe des Programmpakets Stateflow abgebildet.

Zur Dimensionierung des Solarwärmespeichers und der erforderlichen Kollektorfläche wird auf die Messergebnisse (Kapitel 4) bzw. die Berechnungen (Kapitel 5) zurückgegriffen. Die Auslegung der Komponenten kann nur überschlägig erfolgen, da viele Betriebsparameter durch den Planer vorgegeben werden müssen. Besonders hervorzuheben ist in diesem Zusammenhang die angestrebte solare Deckungsrate und die Charakteristik der Solarkollektoren und des Regenerators.

Ausgehend von einer Masse der wässrigen Salzlösung von 30 kg zu Beginn der Regeneration bei einer Massenkonzentration von 32% und einer Zielkonzentration von 40% zum Ende der Regeneration kann die auszutreibende Wassermasse zu 6 kg bestimmt werden. Zur Verdampfung dieser Wassermasse werden ca. 15000 kJ Energie benötigt. Durch die in Kapitel 4.3 dargestellte Abhängigkeit des Verhältnisses des zur Regeneration benötigten latenten zum gesamten übertragenen Wärmestrom kann ein Mittelwert von 0,5 angesetzt werden.

Unter der Annahme eines mittleren Kollektorwirkungsgrades von 50% und einer mittleren solaren Einstrahlung von 200 W/m^2 über einen Zeitraum von 10 h errechnet sich eine erforderliche Kollektorfläche von $8,3 \text{ m}^2$. Bei Festlegung einer Temperaturänderung von 20 K durch die Entnahme des zur Regeneration benötigten Heizwärmestroms ist ein Solarenergiespeicher mit einem Volumen von ca. 360 l einzusetzen. Für die in Kapitel 6.3 beschriebene Simulation wurde eine Kollektorfläche von 10 m^2 und nur ein Hauptspeicher mit

einem Volumen von 400 l und keine Pufferspeicher berücksichtigt. Zur Simulation der Gesamtanlage in Kapitel 7.4 wurde zusätzlich der Pufferspeicher mit einem Füllvolumen von 100 l verwendet.

6.2.2 Mathematische Beschreibung der Solaranlage

Zur Abbildung der Solaranlage müssen mehrere Anlagenkomponenten nachgebildet werden. Dies sind:

- Solarkollektor
- Solarwärmespeicher
- Solarkreispumpe

Bei dem Solarkollektor und dem Solarwärmespeicher handelt es sich um thermische Systeme, deren thermodynamische Simulation den in Kapitel 6.1.1 aufgestellten Energiebilanzen entspricht. Die Simulation der Solarkreispumpe beschränkt sich auf die Regelung der Drehzahl zur Bestimmung der Antriebsenergie zu ihrem Betrieb.

6.2.2.1 Kollektoren

Die von den Kollektoren aufgenommene Energie kann durch die Gleichung 6.11 berechnet werden [21].

$$\dot{Q}_N = \dot{E} \cdot A - \dot{Q}_K - \dot{Q}_S - \dot{Q}_R \quad (6.11)$$

Darin bedeuten:

\dot{Q}_N : Abgeführte Nutzleistung

\dot{E} : Gesamtstrahlung

A : Absorberfläche

\dot{Q}_K : Konvektionsverluste

\dot{Q}_S : langwellige Abstrahlung

\dot{Q}_R : Reflektionsverluste des Absorbers

Die Verlustwärmeströme \dot{Q}_K , \dot{Q}_S und \dot{Q}_R werden mit Hilfe des Konversionsfaktors η_0 und der Verlustkoeffizienten k_0 und k_1 berechnet. Diese kollektorspezifischen Größen werden aus

Messungen abgeleitet. Weitere Einflussgrößen, wie z.B. Windgeschwindigkeit und Einstrahlwinkel, werden in dem Modell nicht berücksichtigt.

$$\dot{Q}_K = k_0 \cdot A \cdot (t_A - t_U) \quad (6.12)$$

$$\dot{Q}_S = k_1 \cdot A \cdot (t_A - t_U)^2 \quad (6.13)$$

$$\dot{Q}_R = (1 - \eta_0) \cdot \dot{E} \cdot A \quad (6.14)$$

Gleichung 6.11 stellt nur eine stationäre Energiebilanz dar. Als Ausgangsgleichung für die Berechnung der instationären Austrittstemperatur kann wieder Gleichung 6.1 verwendet werden. Bei Berücksichtigung der Gleichung 6.11 und des aus dem Kollektor abgeführten Wärmestroms an den Solarenergiespeicher kann Gleichung 6.15 gebildet werden.

$$T_2 - T_1 = \int_1^2 \frac{\dot{E} \cdot A - \dot{Q}_K - \dot{Q}_S - \dot{Q}_R - \dot{Q}_{\text{Speicher}}}{m \cdot c} dt \quad (6.15)$$

Bei Verwendung der Gleichungen 6.12 bis 6.14 kann aus Gleichung 6.15 die Gleichung 6.16 aufgestellt werden. Diese stellt die mit Simulink zu lösende Funktion dar.

$$T_2 - T_1 = \int_1^2 \frac{\dot{E} \cdot A - \dot{E} \cdot A \cdot (1 - \eta_0) - k_0 \cdot A \cdot (T_A - T_U) - k_1 \cdot A \cdot (T_A - T_U)^2}{m \cdot c} dt - \int_1^2 \frac{\dot{m} \cdot (T_{\text{Ablauf}} - T_{\text{Zulauf}})}{m} dt \quad (6.16)$$

Das aufgestellte Modell ist in Bild 6.14 dargestellt.

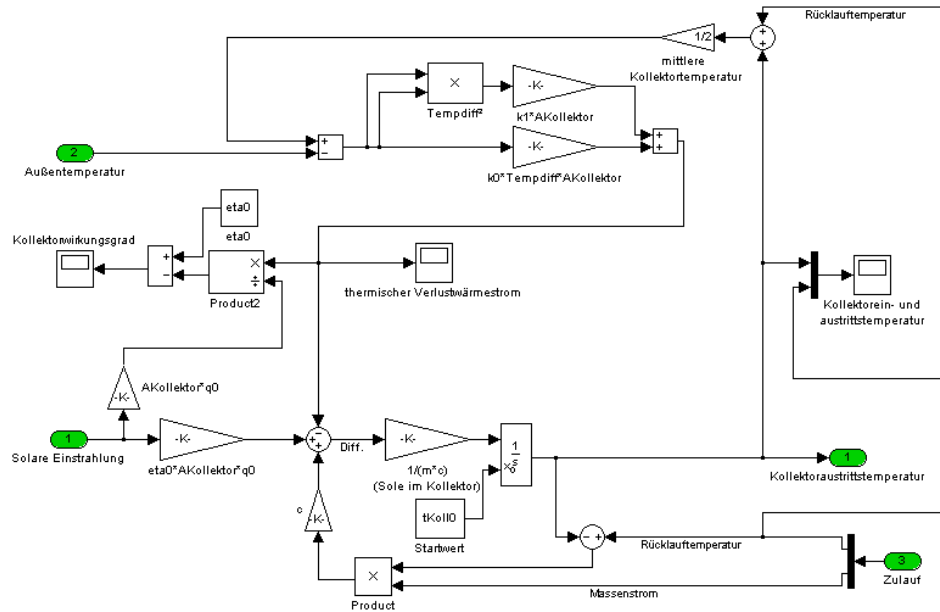


Bild 6.14: Simulinkmodell zur Berechnung der Kollektoraustrittstemperatur in Abhängigkeit von den Kollektoreigenschaften, der Betriebsweise und den Umgebungsbedingungen

6.2.2.2 Solarwärmespeicher

Es wurde ein einfaches Einzonenmodell zur Beschreibung des Speichers herangezogen. Der Solarwärmespeicher stellt somit mathematisch ein dem Kollektor entsprechendes Modell dar. Als der von außen dem System zugeführte Wärmestrom wird hier nicht die Solarenergie, sondern die aus dem Kollektor abgeführte Heizleistung verwendet. Die über Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegebenen Wärmeströme werden mit einem konstanten Wärmeübergangskoeffizienten und einer dem Speichervolumen angepassten Übertragungsfläche berücksichtigt. Bild 6.15 zeigt das Simulink Modell eines einfachen Speichers mit idealer Durchmischung.

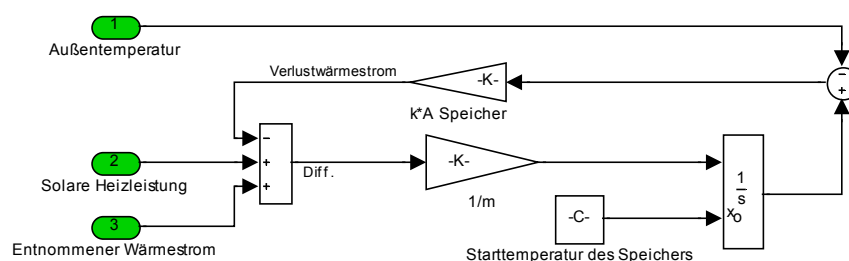


Bild 6.15: Simulinkmodell zur Berechnung der Temperatur im Solarwärmespeicher

6.2.2.3 Solarkreispumpe

Der relevante Parameter für die Regelung der Solarkreispumpe ist die Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Wassertemperatur im Solarenergiespeicher und der Austrittstemperatur des Wärmeträgers aus den Solarkollektoren.

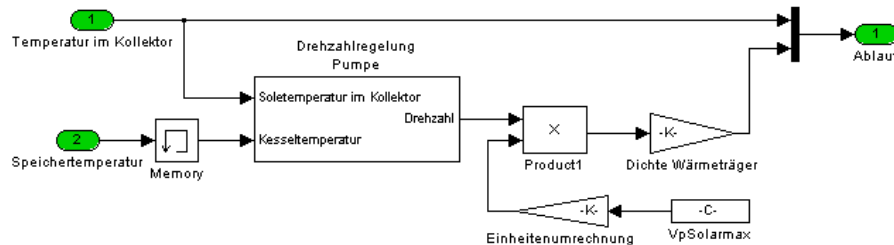


Bild 6.16: Simulinkmodell zur Darstellung der Solarkreispumpe

In Bild 6.16 ist die Programmierung der Solarkreispumpe dargestellt. Es wird der durch die Auslegung festgelegte maximale Solevolumenstrom mit einer relativen Drehzahl multipliziert. Das Berechnungsergebnis verlässt gemeinsam mit der Kollektoraustrittstemperatur als Wärmeträgermassenstrom das Modell.

Die Regelung wurde als Stufenregelung geschaltet, durch die der Solevolumenstrom in 25% Schritten den jeweiligen Bedingungen angepasst werden konnte. Ab einer Temperaturdifferenz von 3 K zwischen der Wassertemperatur im Solarenergiespeicher und der Temperatur des Wärmeträgers am Austritt der Kollektoren wird die Pumpe gestartet. Steigt die Temperaturdifferenz über 8 K an, beträgt der geförderte Wärmeträgermassenstrom 100% des Nennmassenstroms.

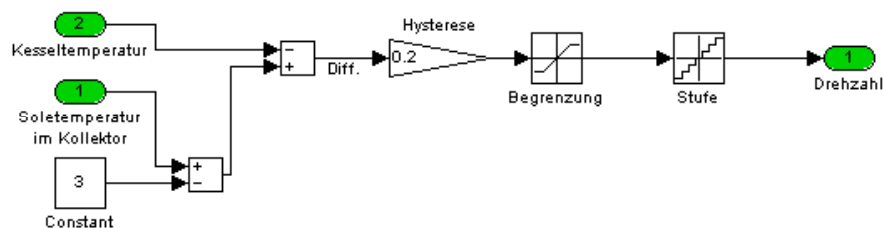


Bild 6.17: Simulinkmodell zur Regelung der Solarkreispumpe

Die Darstellung der Programmierung der thermischen Solaranlage zu einem Gesamtmodell ist im Anhang in Kapitel 12.1 aufgeführt.

6.3 Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung der dynamischen Betriebsweise der Gesamtanlage

Die Untersuchung der Gesamtanlage unter sich ändernden Randbedingungen zeigt das Zusammenspiel zwischen den simulationstechnisch nachgebildeten Systemen und der sorptionsgestützten Klimatisierung. Neben der in den Kapiteln 6.1.2 und 6.2.1 erfolgten Beschreibung der angesetzten Randbedingungen für das Gebäude und die thermische Solarenergieanlage sind die klimatischen Bedingungen von entscheidender Bedeutung. Grundlage für die im Rahmen dieser Arbeit messtechnisch durchgeführten Untersuchungen bilden die Wetterdaten des Testreferenzjahres Gebiet 03. Zur messtechnischen Untersuchung des dynamischen Verhaltens der auf wässriger Salzlösung in einem offenen Prozess basierenden solaren Klimatisierung wurden die Wetterdaten der Tages mit der höchsten mittleren absoluten Außenluftfeuchtigkeit (9. Juli) gewählt. Die Tagesverläufe von Temperatur und Feuchte der Außenluft und der direkten und diffusen Solarstrahlung des Tages 9. Juli wurden bereits in Kapitel 6.1.3 zur Validierung des Gebäudemodells vorgestellt.

Um die Güte der Regelung der in Kapitel 3.1 beschriebenen Außenluftaufbereitungseinheiten darzustellen, sind in Bild 6.18 die Sollwerte des Testreferenzjahres und die auf die reale Anlage einwirkenden Außenluftparameter dargestellt. Man erkennt, dass die Aufbereitungseinheiten in der Lage sind, die klimatischen Bedingungen der Realität entsprechend nachzubilden. Die Abweichung der bereitgestellten absoluten Luftfeuchtigkeit der Außenluft weicht gering von der des Testreferenzjahres ab. Dies beruht auf den deutlichen Unterschieden der Luftdrücke während der Messung und der dem Testreferenzjahr hinterlegten Daten.

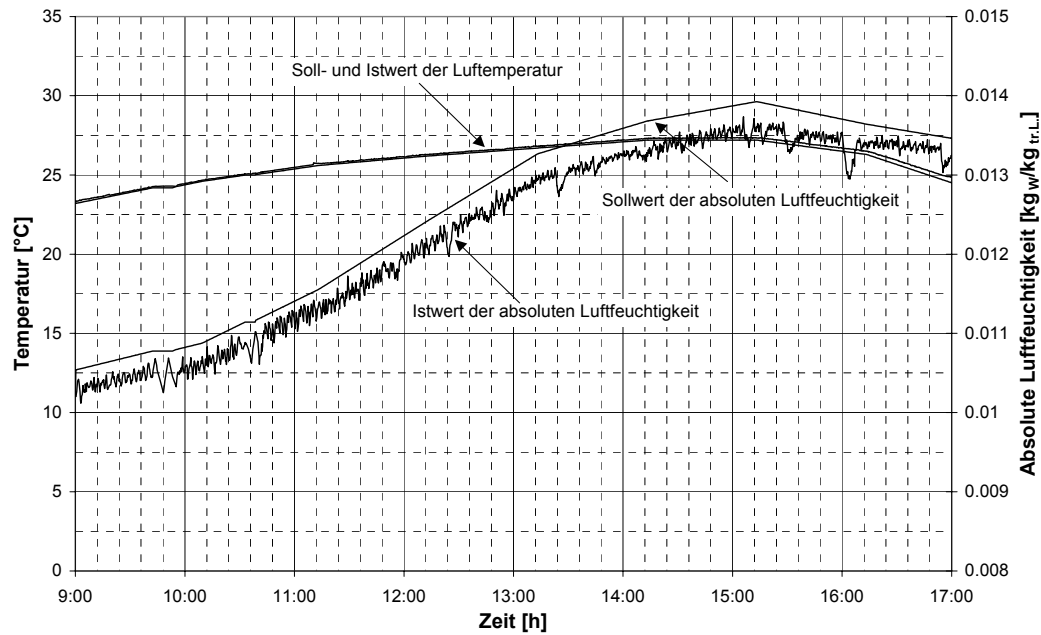


Bild 6.18: Darstellung der Regelgüte der Aufbereitungseinheiten am Beispiel des 9. Juli

Die in Kapitel 6.1 erwähnte und im Anhang kurz beschriebene Programmierung der Heizungs- und Kältemaschinenanlage wurde bei der Simulation des Gebäudes nicht verwendet. Somit stellen die errechneten raumklimatischen Bedingungen die Werte dar, die allein durch die sorptionsgestützte Klimatisierung mit indirekter Verdunstungskühlung erreicht wurden. In Bild 6.19 sind die absoluten Luftfeuchtigkeiten der Außen-, der Zu- und der Abluft dargestellt. Die Auslegung des Stoffaustauschapparates orientierte sich an einer zu erreichenden Zuluftfeuchte von $10 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$, um die im Raum frei werdenden Wasserlasten der Personen abführen zu können und die maximal zulässige Raumluftfeuchtigkeit von $11,5 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$ nicht zu überschreiten. Diese Vorgabe wurde trotz einer sehr geringen Massenkonzentration der Salzlösung im Speicher der Reichen Lösung zu Beginn der Messung von 32 % durch den Absorber erreicht. Die erreichten Temperaturen der Außen-, Ab- und Zuluft sind in Bild 6.20 dargestellt. Vergleicht man die hier dargestellten Luftparameter mit dem in Bild 6.11 aus Kapitel 6.1.3 dargestellten Verlauf des ohne Entfeuchtung und indirekter Verdunstungskühlung gelüfteten Raums, ist die Leistungsfähigkeit der sorptionsgestützten Klimatisierung belegt.

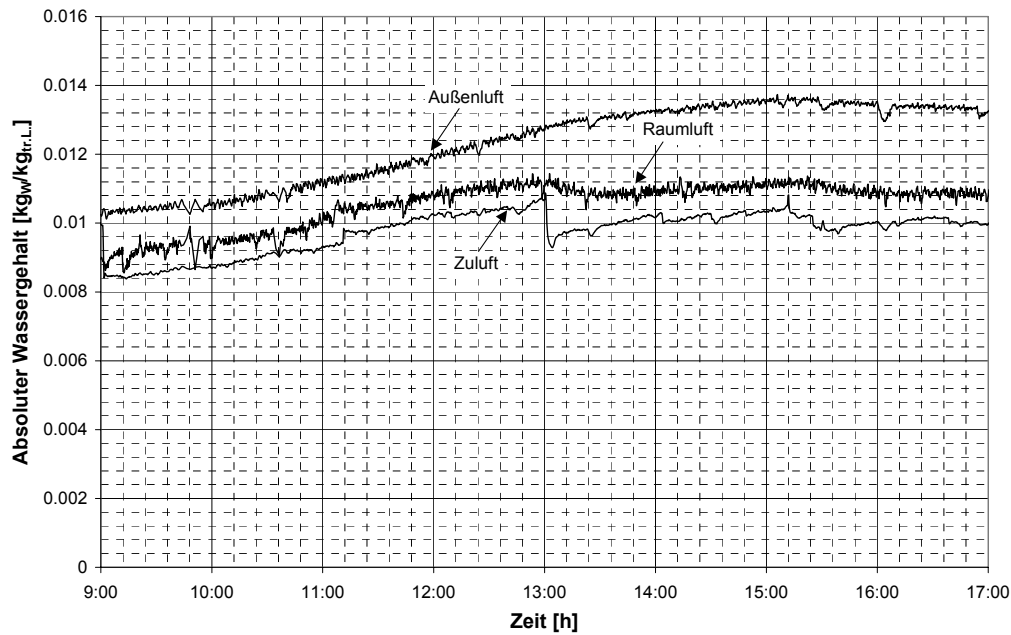


Bild 6.19: Darstellung der absoluten Luftfeuchtigkeit der Außen-, Zu- und Abluft

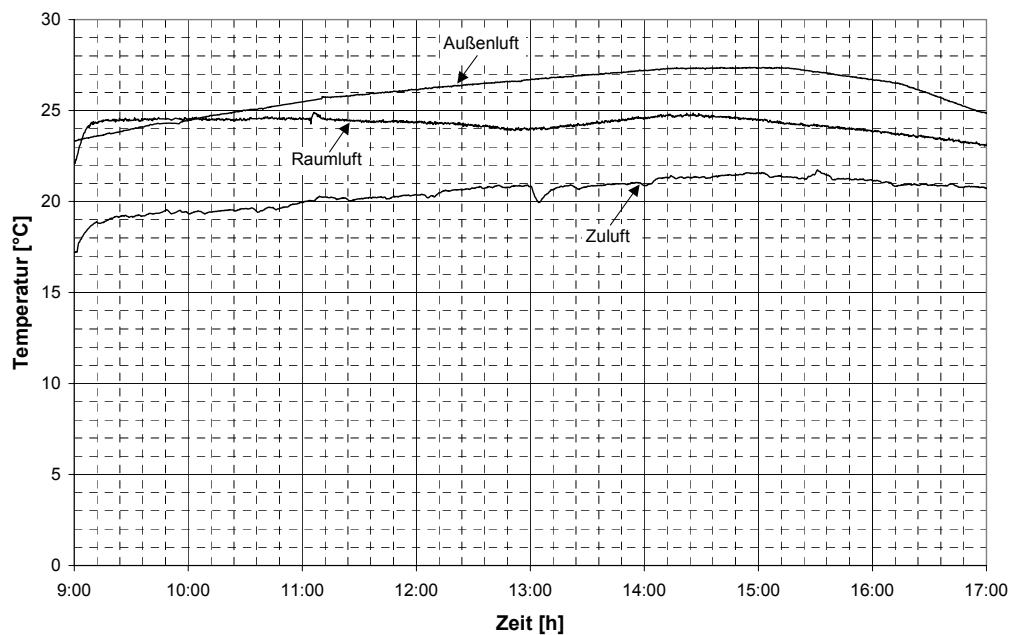


Bild 6.20: Darstellung der Temperatur der Außen-, Zu- und Abluft

Die Absorption soll durch eine Erhöhung des Solemassenstroms im Bedarfsfall entsprechend den in Kapitel 4 dargestellten Abhängigkeiten gesteigert werden. Bild 6.21 zeigt diesen Zusammenhang. Bei Betrachtung der in Bild 6.19 dargestellten absoluten Zuluftfeuchte kann nicht die erwartete Reaktion auf die Steigerung des Solevolumenstroms beobachtet werden. Dies liegt an der Betriebscharakteristik des zur Abfuhr der Absorptionswärme installierten

Wärmeübertragers. Durch die resultierende Erhöhung der Soleeintrittstemperatur wird die Vergrößerung der am Wärme- und Stoffaustausch beteiligten Fläche nahezu kompensiert.

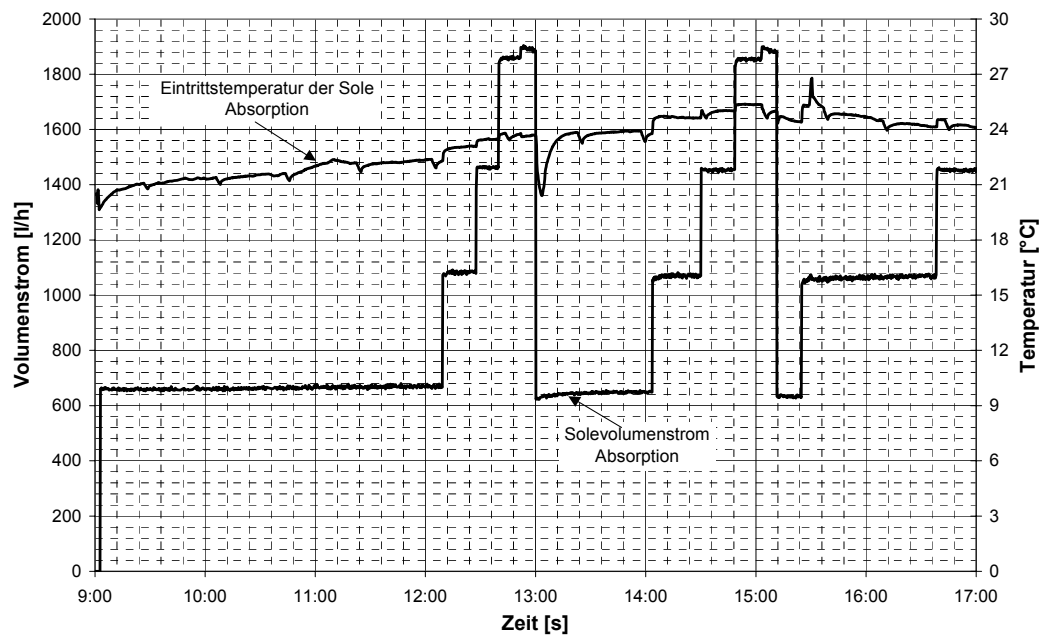


Bild 6.21: Darstellung der Soleeintrittstemperatur und des Solemassenstroms der Absorption

Die Einordnung der sorptionsgestützten Klimaanlage in die nach Kapitel 1, Bild 1.1, dargestellten Klassifizierung der solaren Kühlung kann bei Betrachtung des Regenerationsprozesses erfolgen.

Durch die in Kapitel 6.2.2 dargelegte mathematische Beschreibung und der Auslegung der Solaranlage nach Kapitel 6.2.1 kann mit den klimatischen Daten des Testreferenzjahres die Simulation der Solaranlage durchgeführt werden. In Bild 6.22 ist der an den Solarwärmespeicher abgeführte Wärmestrom und die Temperatur des Solarenergiespeichers dargestellt.

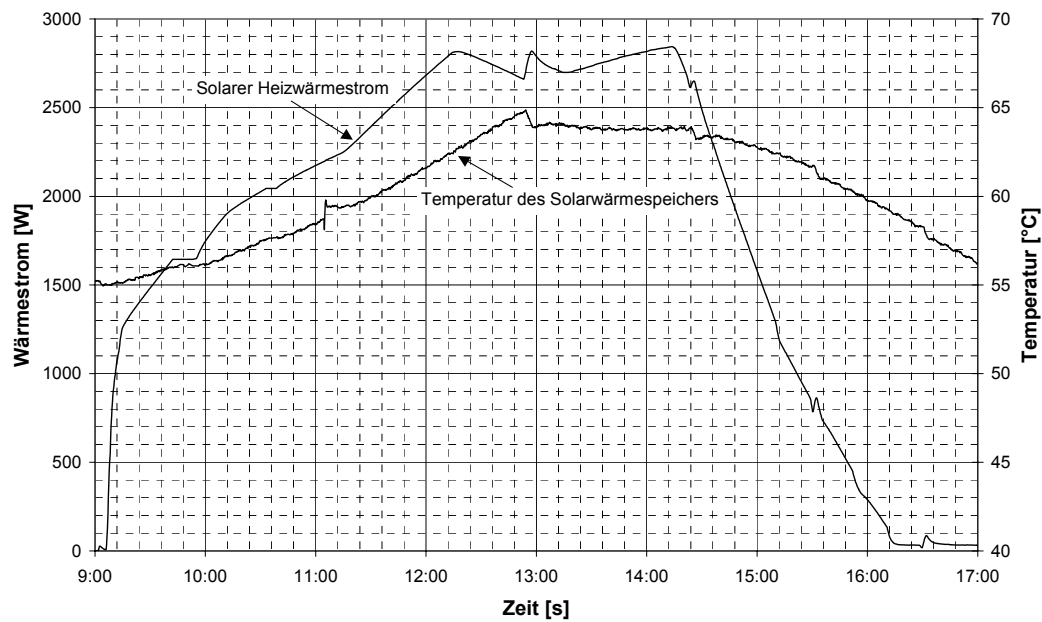


Bild 6.22: Darstellung der Leistung des thermischen Solarkollektorfelds und der Temperatur des Solarenergiespeichers

Durch die hohe Temperatur im Solarenergiespeicher kann die Regeneration umgehend ausgeführt werden. Da sich zu Beginn noch keine Sole im Speicher der Armen Lösung befand, konnte erst nach der erstmaligen Entleerung des Absorptionskreislaufs die Regeneration starten. Bei den in Bild 6.23 dargestellten Verläufen der Temperatur- und absoluten Luftfeuchtigkeit am Eintritt und Austritt des Regenerators muss berücksichtigt werden, dass bis zu dem Zeitpunkt 12⁵⁰ Uhr der Luftkanal der Regenerationsluft durch eine von der DDC Regelung geregelten Klappe abgesperrt war. Die in Kapitel 4 und 5 dargelegten Zusammenhänge sind auch hier wieder zu erkennen. Betrachtet man Bild 6.22 und Bild 6.23, ist die starke Abhängigkeit der Regenerationsleistung von dem zur Verfügung stehenden Temperaturniveau zu erkennen. Um diesen Umstand noch zu verdeutlichen, wird in Bild 6.24 die Soleeintrittstemperatur und die erreichte Fortluftfeuchte gemeinsam dargestellt. Deutlich sind die Temperatur- und Feuchtegradienten bei der Entleerung des Regenerators zu erkennen.

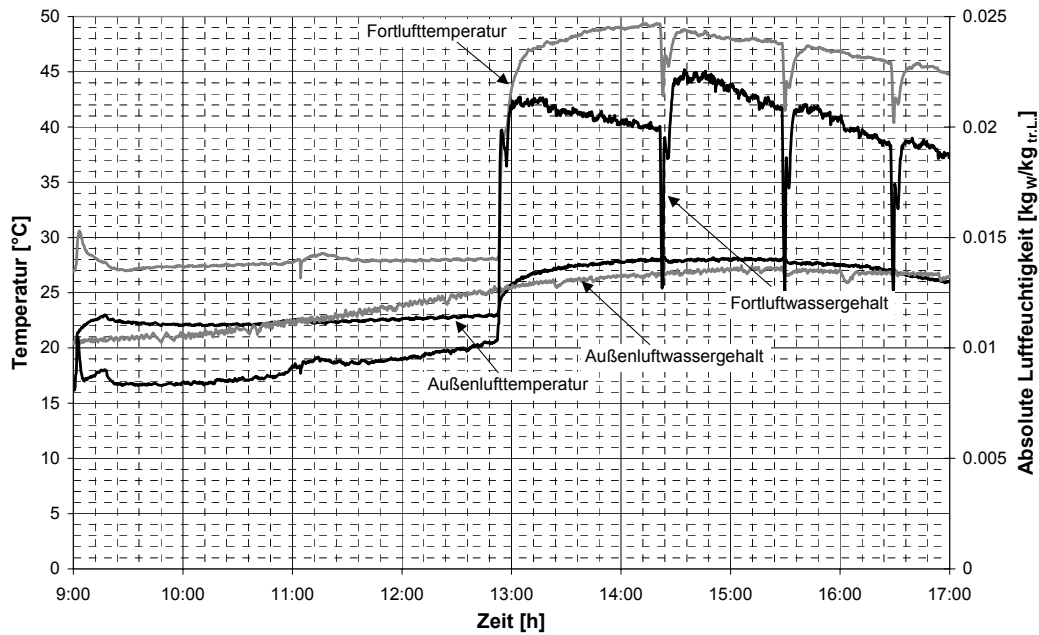


Bild 6.23: Darstellung der Luftparameter vor und hinter dem Regenerator

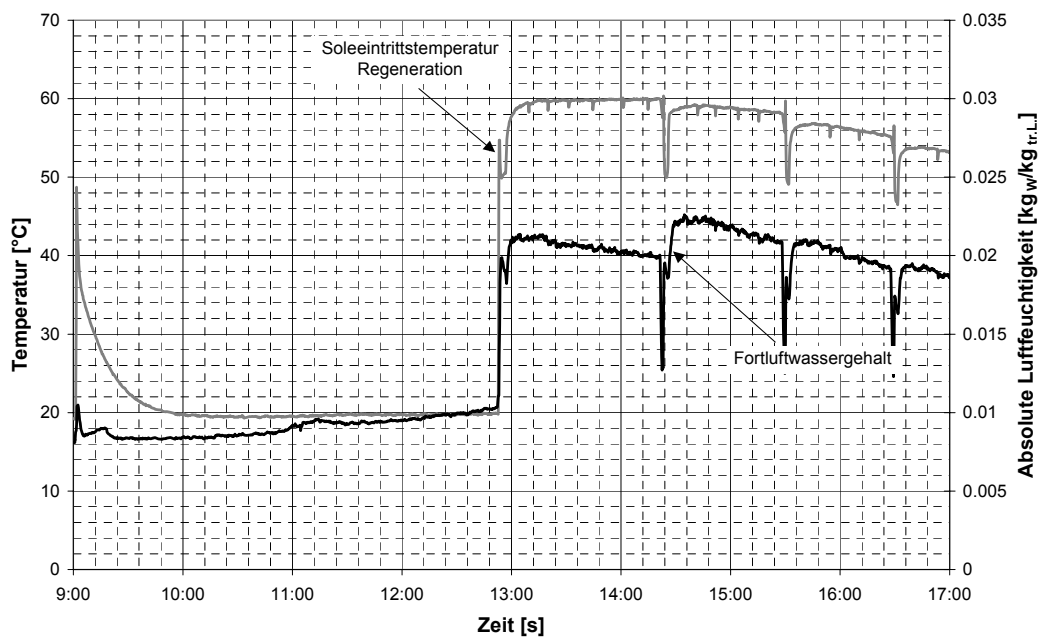


Bild 6.24: Darstellung der Soleeintrittstemperatur und der Fortluftfeuchte der Regeneration

Die zeitliche Abhängigkeit sämtlicher Größen in den Teilprozessen ist von der hinterlegten Regelung abhängig. Auf diese wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da die hier dargestellten Leistungsdaten neben der Darstellung der Leistungsfähigkeit der Anlage als Basis für die im folgenden Kapitel durchgeführte Betrachtung gelten sollen. Vielmehr wird die im folgenden Kapitel erfolgende Simulation der Gesamtanlage, also auch die der

Stoffaustauschapparate, bei Berücksichtigung der Regelung des Gesamtsystems anhand der hier beschriebenen und messtechnisch ermittelten Leistungsdaten validiert.

7 Theoretische Beschreibung der Gesamtanlage

Die Ergebnisse der in Kapitel 6 beschriebenen dynamischen Messungen können nur zur Beurteilung der im Labor installierten Teilklimaanlage bei Berücksichtigung der dort herrschenden Rahmenbedingungen erfolgen. Die messtechnisch, durch die Simulation von Solaranlage und Raumreaktion nachgewiesenen Eigenschaften der ausgeführten Teilklimaanlage sind demnach nicht allgemein aussagefähig.

Um den Einsatz konventioneller Heizwärmebereitstellung und der thermischen Solarenergie zur Regeneration bei der sorptionsgestützten Klimatisierung auf Basis wässriger Salzlösungen allgemeingültig beurteilen zu können, ist ein Modell zur Beschreibung des Gesamtsystems erforderlich. Dazu sollen die in Kapitel 5 beschriebenen Modelle zur numerischen Berechnung der Stoffaustauschapparate mit dem Simulationsmodell für die Solaranlage und das zu klimatisierende Gebäude kombiniert werden. Dazu werden alle Parameter, die durch die Messungen (Kapitel 6) ermittelt wurden, durch Simulation der entsprechenden Bauteile abgebildet. Dies sind insbesondere die Sorptionseinheit, die indirekte Verdunstungskühlung und die Ventilatoren.

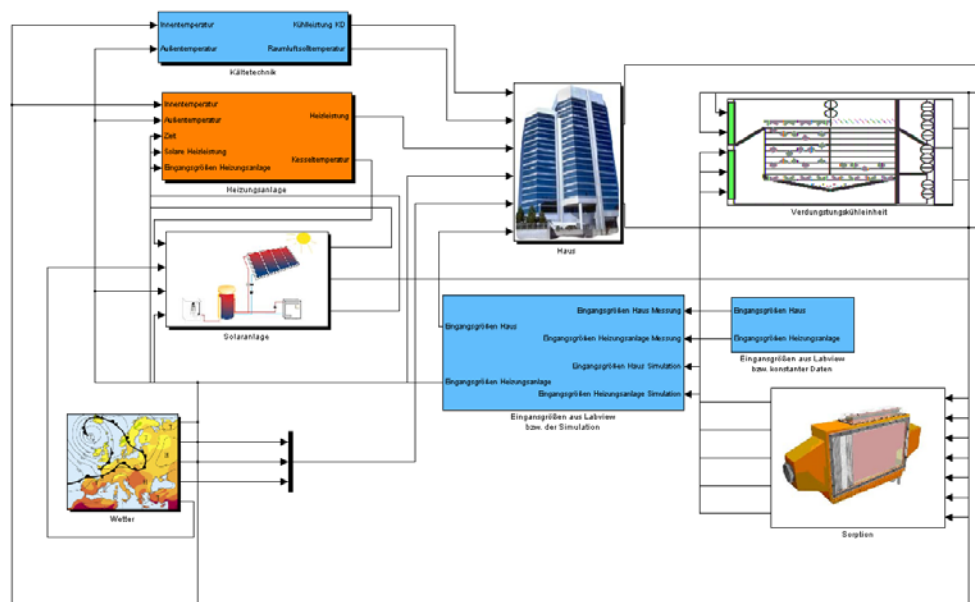


Bild 7.1: Simulink Darstellung des Simulationsschemas

Über graphische Eingabefelder konnten zusätzlich zu den in Kapitel 6 beschriebenen Teilsystemen die erforderlichen Parameter zur Beschreibung der Sorptionseinheiten an die Simulation übergeben werden. Die erforderlichen Wetterdaten wurden durch die

Testreferenzjahre vorgegeben. Die Verwendung eines Datensatzes für andere Gebiete kann ohne weiteres erfolgen. Es ist die Berücksichtigung der Datenfolge zu berücksichtigen.

Eine Besonderheit stellt dabei die Nutzung der zu Simulink gehörenden Bibliothek Stateflow dar. Diese ist zur Simulation von Automaten sehr gut geeignet. In dem Simulationsmodul zur Beschreibung des sorptiven Systems werden die Ventilschaltungen und Teile der Pumpenregelung durch Stateflow abgebildet.

7.1 Beschreibung des Sorptionmodells

Das Modell zur Beschreibung der Absorptions- und Regenerationseinheit besteht wie in der Realität aus den Stoffaustauschapparaten, den Wärmeübertragern, den Pumpen, den Ventilen und den Solespeichern. Die Stoffaustauschapparate werden gegenüber der Realität noch einmal in einen Stoff- und Wärmeübertragungs- und einen Speicherteil aufgeteilt. Somit bilden vier Speicher, zwei Wärmeübertrager, zwei Pumpen und sechs Ventile die Komponenten des Sorptionsteils. Für die Regelung der Sorptionseinheit müssen die Blöcke Wetter und Gebäude berücksichtigt werden.

In Bild 7.2 ist die Verschaltung der Komponenten dargestellt.

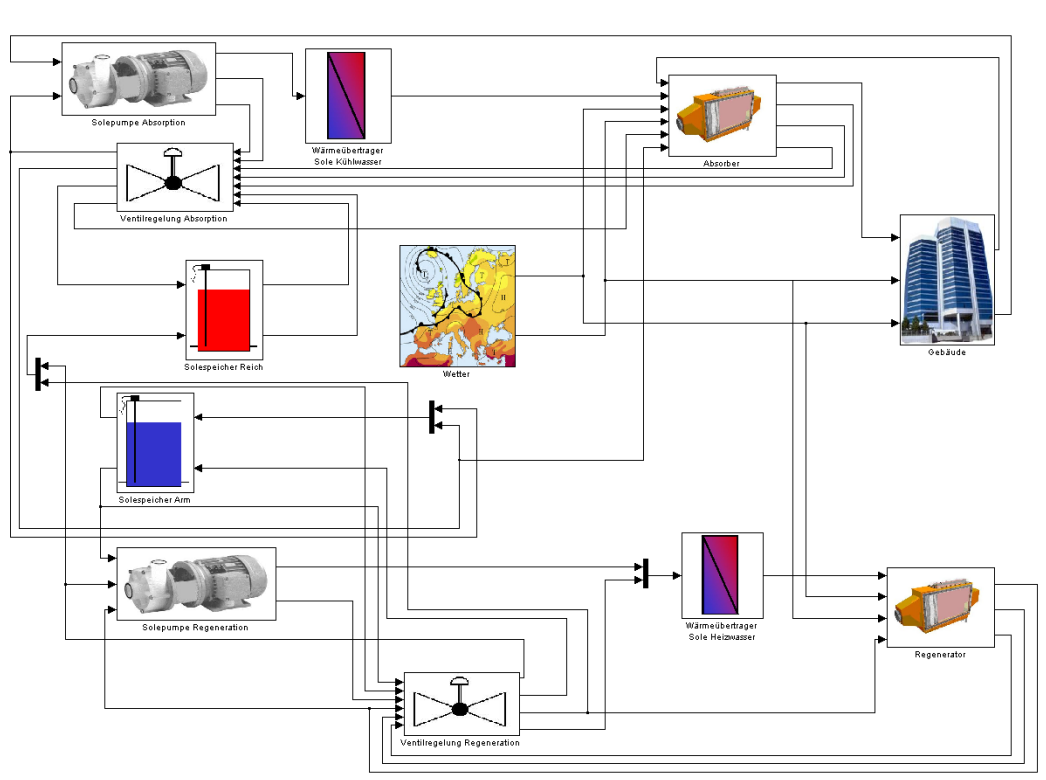


Bild 7.2: Darstellung der Programmierung des Sorptionskreislaufs

Die durch die Modelle nachgebildeten Bauteile entsprachen in ihrer Dimensionierung bzw. Charakteristik den im Labor ausgeführten Komponenten. Bei der Beurteilung der Simulation ist zu beachten, dass sämtliche Wärmespeichervorgänge in den Apparaten nicht durch die Simulation berücksichtigt werden. Dies sind insbesondere die An- und Abfahrvorgänge der Wärmeübertrager und der Stoffaustauschapparate. So kann nach Beendigung der Absorption eine Stoffübertragung weiterhin messtechnisch nachgewiesen werden, da die auf den Füllkörpern verbleibende Salzlösung noch so lange hygroskopische Eigenschaften aufweist, wie die Lösung noch nicht im thermischen und chemischen Gleichgewicht mit der sie umströmenden Luft ist.

Der Sinn einer Simulation kann im allgemeinen durch einen sehr hohen Rechenaufwand und daraus resultierende lange Rechenzeiten in Frage gestellt werden. Durch die erforderliche geometrische Diskretisierung der Stoffaustauschapparate bei Verwendung der numerischen Modelle trat dieser Fall bedingt durch die hohe erforderliche zeitliche Diskretisierung der Simulation der Gesamtanlage ein. Der maximale Zeitschritt musste auf 2 Sekunden begrenzt werden, da es ansonsten insbesondere bei der Berechnung der in den Solespeichern befindlichen Masse zu negativen Befüllungen kommen konnte. Es musste also eine Möglichkeit gefunden werden, die Simulation der Gesamtanlage schneller auszuführen. Aus diesem Grund wurde für die numerisch abgebildeten Systeme Absorber und Regenerator mit Hilfe des numerischen Modells (Kapitel 5) für die durch die Laboranlage vorgegebene Geometrie ein Kennfeld in Abhängigkeit der folgenden Parameter berechnet:

- Konzentration der wässrigen Salzlösung
- Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung
- Massenstrom der wässrigen Salzlösung
- Wasserbeladung der ent- bzw. befeuchtenden Außenluft
- Temperatur der ent- bzw. befeuchtenden Außenluft

Die benötigten Größen zur Integration des Absorbers und des Regenerators in das Gesamtmodell sind die absolute Luftfeuchtigkeit und die Lufttemperatur der aus dem Stoffaustauschapparat austretenden Luft. Ferner wird zur Kombination der Apparate mit den entsprechenden Wärmeübertragern die Soleaustrittstemperatur, der austretende Solemassenstrom und die Solekonzentration benötigt.

Um das Ziel einer wesentlich geringeren Rechenzeit zu erreichen, werden die Ergebnisse der durch die numerische Berechnung erstellten Kennfelder als Eingangsgrößen für eine multivariable Regression genutzt.

Die multivariable Regression wurde nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate durchgeführt [7]. Es wird ein Normalgleichungssystem mit Hilfe des Gauß Algorithmus gelöst. Das Gleichungssystem lautet:

$$G^T \cdot G \cdot a = G^T \cdot f \quad (7.1)$$

Die Matrix G wird mit Hilfe der Eintrittstemperatur und der Eintrittskonzentration der Sole in den Stoffaustauschapparat $t_{\text{Sole, Eintritt}}$ und $x_{\text{gSole, Eintritt}}$, der Temperatur und der Wasserbeladung der Außenluft t_{Au} und x_{Au} und der Berieselungsstärke u_L aufgestellt. Diese stellen die unabhängigen Variablen der Regressionsfunktion dar. Allgemein gilt:

$$G = \begin{pmatrix} g_0(\underline{x}^{(1)}) & g_1(\underline{x}^{(1)}) & \dots & g_i(\underline{x}^{(1)}) \\ g_0(\underline{x}^{(2)}) & g_1(\underline{x}^{(2)}) & \dots & g_i(\underline{x}^{(2)}) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_0(\underline{x}^{(N)}) & g_1(\underline{x}^{(N)}) & \dots & g_i(\underline{x}^{(N)}) \end{pmatrix} \quad (7.2)$$

Die Funktionen $g_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ sind Funktionen von n unabhängigen Variablen. Die Ergebnisse der numerischen Berechnung für jeweils einen Parameter bilden den Messergebnisvektor \underline{f} .

$$\underline{f} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_N \end{pmatrix} \quad (7.3)$$

Die Koeffizienten des Polynoms bilden den Vektor \underline{a} .

$$\underline{a} = \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_i \end{pmatrix} \quad (7.4)$$

Die Lösung der Gleichung 7.1 wird mit Hilfe des Normalgleichungslösers der Software Matlab durchgeführt.

Die Funktion kann entsprechend Gleichung 7.5 dargestellt werden. Als Beispiel wird als abhängige Variable die absolute Luftfeuchtigkeit am Austritt des Apparates gewählt.

$$Y_{Zu} = f(Y_{Au}, t_{Au}, t_{L, \text{Eintritt}}, u_L, x_{g, \text{LiCl, Eintritt}}) \quad (7.5)$$

Die Korrelation der Werte des Kennfeldes und der Werte der Funktion beschreibt die Güte der Regressionsfunktion. Es wurden folgende Korrelationskoeffizienten für den Absorber und den Regenerator ermittelt.

	$t_{\text{Luft, Austritt}}$	$Y_{\text{Luft Austritt}}$	$t_{\text{LiCl, Austritt}}$
Absorber	0,99992	0,99960	0,99939
Regenerator	0,99995	0,99942	0,99997

Tabelle 7.1: Korrelationskoeffizienten der den Absorber und den Regenerator beschreibenden Regressionsfunktion

Durch die Güte der Regression kann die Abweichung der Regressionsfunktion zur Messung durch Bild 7.3 analog zu Bild 5.2 dargestellt werden.

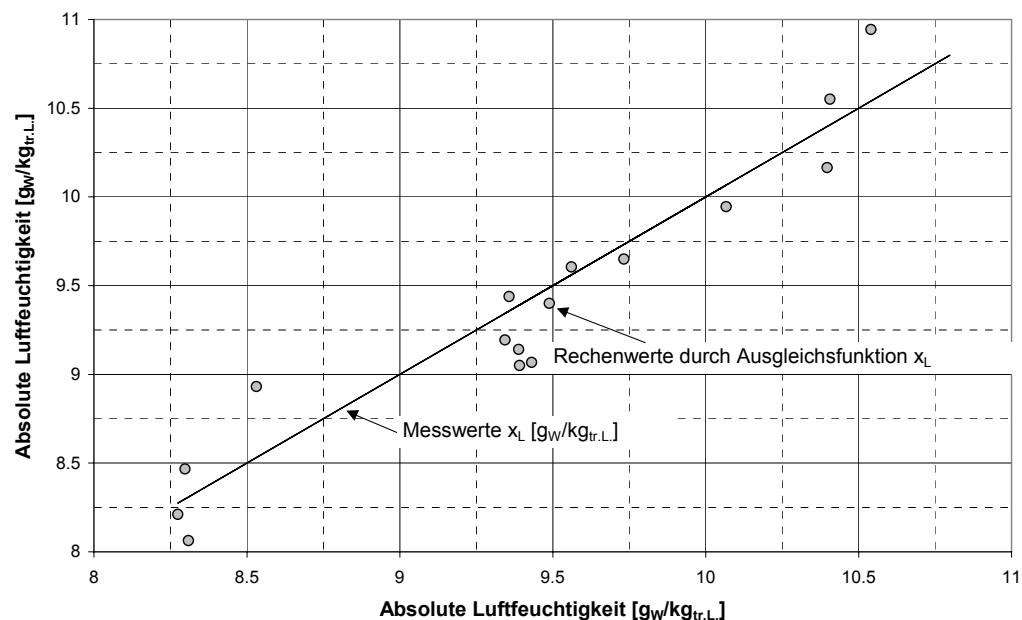


Bild 7.3: Darstellung der Abweichungen zwischen Messung und Regressionsfunktion für die Absorption

Die im weiteren benötigten Ausgangsgrößen der Austrittskonzentration und des Solemassenstroms wurden entsprechend einer Massenbilanz berechnet und werden nicht durch eine Regression abgebildet.

Im Gegensatz zu den Prozessen der Absorption und der Regeneration wurde die Verdunstungskühlung nicht durch eine numerische Berechnung beschrieben. Es wurde vielmehr direkt auf Messergebnisse zurückgegriffen. Dazu wurden eine Reihe von Untersuchungen unter Variation der relevanten Parameter durchgeführt. Mit Hilfe der erlangten Datensätze wurden wie im Fall der Absorption und der Regeneration mit Hilfe der multivariable Regression die

Zustandsänderungen der Luft und des Wassers durch eine Funktion beschrieben. In Abhängigkeit von den Parametern der Abluft, der Außenlufttemperatur vor der Verdunstungskühlung und der Temperatur des in die Verdunstungskühlung eintretenden Wassers konnte eine Funktion zur Berechnung der erreichbaren Zulufttemperatur und der Austrittstemperatur des Wassers aus der Verdunstungskühlung ermittelt werden.

Dabei wird die Matrix G analog zum Fall der Absorption bzw. Regeneration mit Hilfe der Eintrittstemperatur in die Verdunstungskühlung $t_{W,VDK,ein}$, der Temperatur der Abluft t_{Ab} , der absoluten Luftfeuchtigkeit der Abluft Y_{Ab} und der Temperatur der entfeuchteten Außenluft $t_{Au,VDK,ein}$ am Eintritt in den Plattenwärmeübertrager aufgestellt. Diese stellen die unabhängigen Variablen der Regression dar. Die Korrelationskoeffizienten, die die Güte der Regression widerspiegeln, sind in Tabelle 7.2 dargestellt.

	$t_{Luft, Austritt}$	$t_{Wasser, Austritt}$
Verdunstungskühlung	0,998	0,989

Tabelle 7.2: Korrelationskoeffizienten der die Verdunstungskühlung beschreibenden Regressionsfunktion

Auf eine Darstellung der aus 72 Koeffizienten bestehenden Funktion wird verzichtet, da sie nur für den hier untersuchten Anwendungsfall Gültigkeit besitzt und keine Berechnungsgrundlage für einen modifizierten Aufbau darstellt.

Neben der thermodynamischen Beschreibung der Komponenten ist die Regelung der Gesamtanlage ebenfalls zu programmieren. Diese bestand in erster Linie in der Schaltung der eingesetzten Ventile, des Regenerationsventilators und der Betriebsweise der eingesetzten Pumpen. Es handelte sich demnach nur um eine An - Aus Regelung. Zur Nachbildung dieser Zustände wurde das Tool „Stateflow“ des Programms Simulink der Mathworks Inc. verwendet. Einzelne Beispiele zur Beschreibung der Regelung der Ventile bzw. der Pumpen finden sich im Kapitel 12.2 des Anhangs.

7.2 Validierung des Gesamtmodells

Durch die Simulation der messtechnisch untersuchten Mustertage aus Kapitel 6.3, bei der die im Labor installierten Komponenten nach Kapitel 3 durch mathematische Modelle ersetzt wurden, soll die Aussagefähigkeit der Anlagensimulation dokumentiert werden.

Es werden im folgenden die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung aus Kapitel 6.3 mit den Ergebnissen der Simulation der Gesamtanlage verglichen. Es wurden dabei die zu Beginn der in Kapitel 6.3 beschriebenen dynamischen Untersuchung vorliegenden Konzentrationen und Füllvolumen in den Stoffaustauschapparaten bestimmt. Die Randbedingungen für das Gebäude und die Solaranlage wurden analog zur Messung eingestellt. Die Schaltstufen der Absorptionspumpe und die konstante Förderleistung der Regenerationspumpe wurden zur Regelung des Sorptionskreislaufs den realen Bedingungen nachempfunden. Es wurden zur Regelung der Simulation die identische maximale absolute Zuluft- und Abluftfeuchte wie im DDC Controller der realen Anlage verwendeten.

Die folgenden Bilder zeigen eine zufriedenstellende Übereinstimmung der Messergebnisse mit der Simulation der Gesamtanlage. Die sprunghaftigen Änderungen der absoluten Zuluftfeuchte durch die Erhöhung des Solemassenstroms zeigt jedoch deutliche Differenzen zwischen Messung und Simulation.

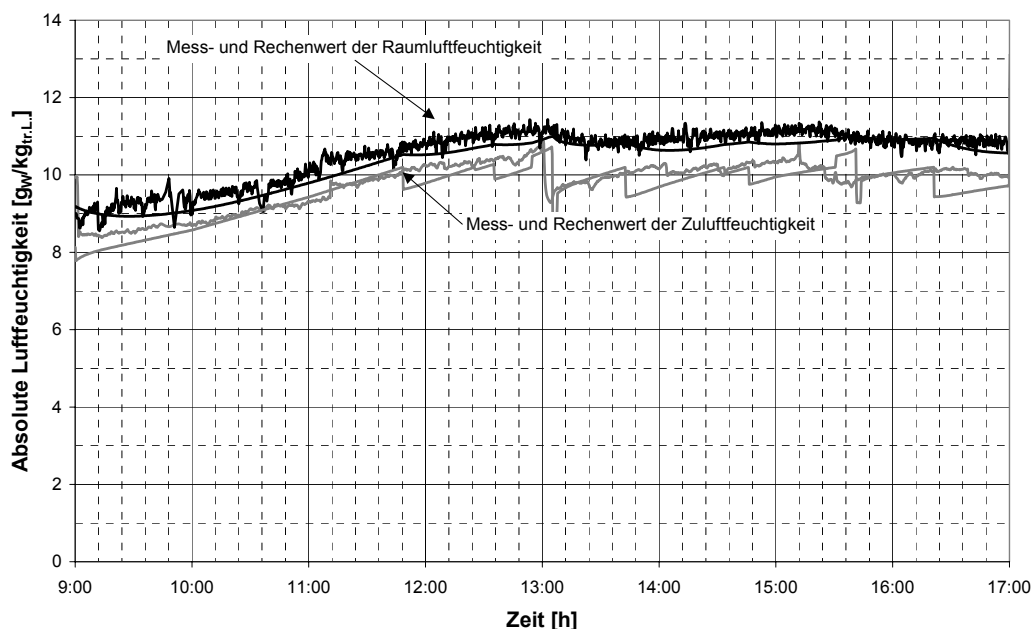


Bild 7.4: Vergleich der absoluten Luftfeuchten zwischen Messung und Simulation für den Mustertag 09.07. TRY 03

Die Verwendung von Bus Sensoren zur Regelung der realen Anlage wirkt sich negativ auf die Güte der theoretischen Nachbildung aus. Die messtechnisch ermittelten Verläufe der absoluten Luftfeuchtigkeiten wurden mit speziell kalibrierten kapazitiven Feuchtesensoren aufgenommen. Die Abweichung der zur Regelung verwendeten Bus Sensoren und der Sensoren zur Messung führen zu unterschiedlichen Schaltpunkten der Absorptionspumpe. Eine qualitative Abschätzung einer Abweichung von $0,1 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ wirkt sich entsprechend Bild 7.4 deutlich aus.

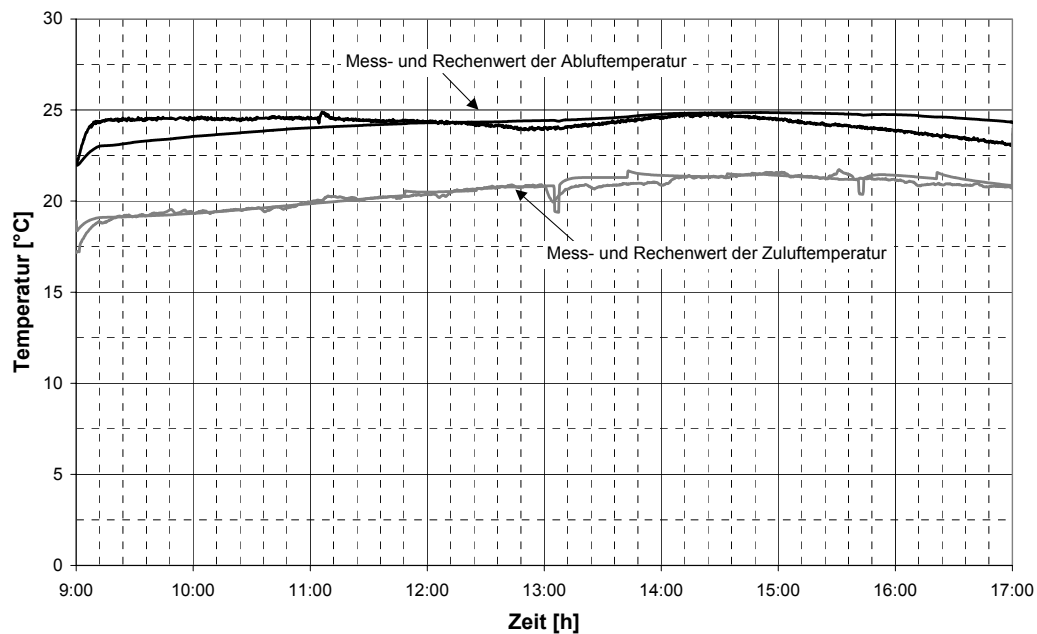


Bild 7.5: Vergleich der Temperaturen zwischen Messung und Simulation Mustertag 09.07. TRY 03

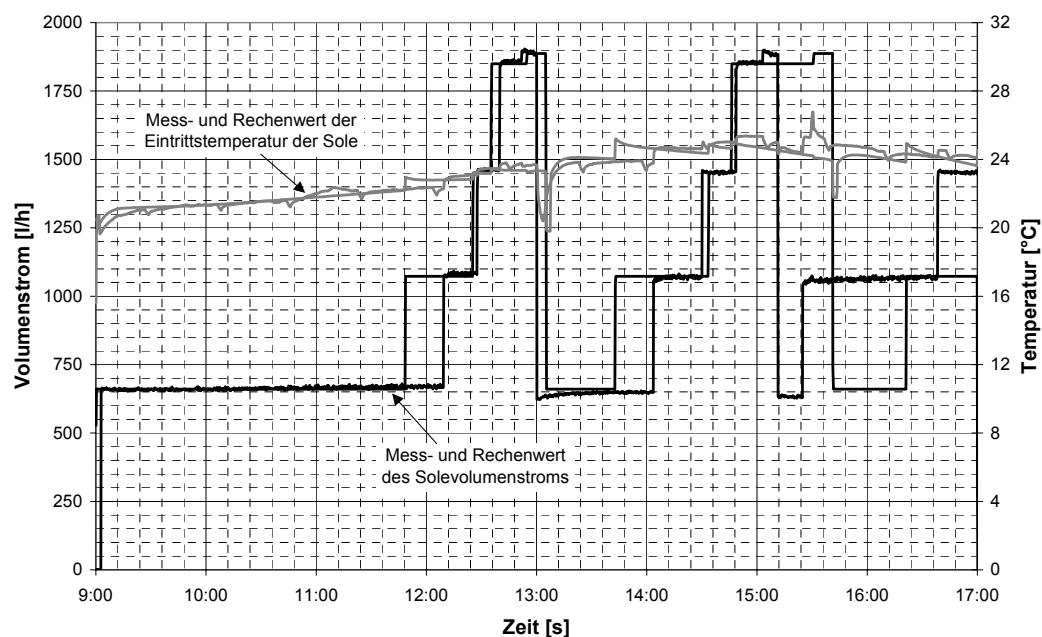


Bild 7.6: Vergleich des Absorptionsmassenstroms und der Eintrittstemperatur der Sole zwischen Messung und Simulation für den Mustertag 09.07. TRY 03

Die durch die Simulation errechneten Regenerationszyklen weisen eine ähnliche Übereinstimmung mit den durch die Messung ermittelten Größen auf.

7.3 Definition der verschiedenen Regelungsstrategien

In diesem Abschnitt wird auf unterschiedliche Arten der Regelung der sorptionsgestützten Klimatisierung bei Verwendung wässriger Salzlösungen eingegangen.

Ein wesentlicher Punkt bei der Betrachtung der stofflichen Eigenschaften des Sorptionsmittels ist die Möglichkeit der verlustfreien Speicherung von Energie durch Aufkonzentrierung der Salzlösung und deren Lagerung im thermischen Gleichgewicht mit der Umgebung. Die Speicherung, in Kombination mit der Berücksichtigung der eingesetzten Wärmequelle zur Regeneration der Salzlösung, ist das Hauptkriterium für die Auslegung der Sorptionseinheit und der implementierten Regelung. Dies wird im folgenden kurz erläutert.

Wird als Arbeitsbereich der wässrigen Lithiumchloridlösung ein Bereich der Massenkonzentration von 0,43 bis 0,3 $\text{kg}_{\text{LiCl}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ angesetzt, so bedeutet dies, dass mit einem Kilogramm Salz ein Potential von ca. 2.520 kJ Energie in Form von Wasser aus dem Entfeuchtungsprozess gespeichert werden kann. Demgegenüber stellt sich die Speicherdichte von Wasser einer thermischen Solaranlage bei einer Temperaturdifferenz von 40 K mit ca. 167 $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{Wasser}}$ als sehr gering dar. Es kann also durch das Salz im angegebenen Konzentrationsbereich die ca. 15-fache Energie verlustfrei auf Umgebungstemperaturniveau gespeichert werden als durch die Erwärmung von Wasser. Wird das Verhältnis der Speicherdichte nicht für ein Kilogramm Salz, sondern für ein Kilogramm wässriger Salzlösung mit einer Konzentration von 0,43 $\text{kg}_{\text{LiCl}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ bezogen, sinkt das Verhältnis auf einen Wert von 6,5 ab. Die Wärmebereitstellung liegt bei beiden Prozessen, der Regeneration und der Wassererwärmung, auf einem ähnlichen Temperaturniveau, so dass der Wirkungsgrad der Solarkollektoren als äquivalent betrachtet werden kann.

Diese Betrachtung führt zu der Schlussfolgerung, dass es möglich ist, bei Einsatz der thermischen Solarenergie zur Regeneration die Zeiten, in denen nicht oder wenig entfeuchtet werden muss, zur Speicherung, sprich Aufkonzentrierung der Sole zu nutzen und somit ein eventuell entstandenes Defizit aus Zeiten hoher Entfeuchtungsleistung zu kompensieren.

Wie in Kapitel 8 näher erläutert, wird die energetische bzw. exergetische Güte eines Energieumwandlungssystems durch das Verhältnis zwischen dem erlangten Nutzen und dem dazu erforderlichen Aufwand beschrieben. Durch die zeitliche Trennung der Prozesse Absorption und Regeneration kann im Fall der thermischen Solarenergienutzung diese optimiert

betrieben werden. Dabei muss der Solarenergiespeicher so beladen werden, dass die für die zur Auslösung der Regeneration der im Regenerator befindlichen Salzlösungsmasse erforderliche Energie auf dem benötigten Temperaturniveau zur Verfügung steht.

Inwieweit solarstrahlungsarme Zeiten durch die Pufferung aufgefangen werden kann, ist demnach direkt von der verwendeten Salzmasse und der Temperatur der Wärmebereitstellung abhängig. Wird die Salzmasse reduziert, so ist die Regeneration auch zu Zeiten erforderlich, an denen nicht ausreichend Solarenergie zur Verfügung steht. Im Extremfall heißt dies, dass bei Reduzierung der Füllmengen der Stoffaustauschapparate auf die zur Füllung von Absorber und Regenerator erforderliche Lösungsmasse quasi kontinuierlich regeneriert werden muss.

Durch die hier kurz erfolgte Beschreibung einiger der vorhandenen Abhängigkeiten kann gefolgert werden, dass die Auslegung in vielerlei Hinsicht unterschiedlichen Gegebenheiten angepasst werden kann. Dies muss nach energetischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfolgen. Als Beispiel eines wichtigen energetischen Parameters für die Regelung ist die Temperatur des Wärmereservoirs, bei dem die Regeneration gestartet werden soll, zu nennen. Die Temperatur der Sole am Eintritt in den Regenerator verhält sich direkt proportional zur Temperatur der Wärmequelle. Wie in späteren Teilen dieser Arbeit erläutert, hat die mittlere Temperatur der Sole im Regenerator starken Einfluss auf die Leistungszahl der Regeneration (s.a. Kapitel 9). Dies ist insbesondere in Hinsicht auf den geografischen Aufstellungsort der Anlage zu berücksichtigen. Dies bedeutet, dass die Regelung einer in Südeuropa installierten Anlage andere Parametermodifikationen aufweisen muss, als ein in Mitteleuropa aufgestelltes System.

Die Regelung des Absorptionskreises ist dabei für beide Regelungsvarianten identisch. Die in der Simulation verwendeten Randbedingungen sind im Folgenden aufgeführt.

Startkriterien:

- Freigabe durch Betrieb des Zuluftventilators (Steuerung durch Definition der Betriebszeit der Klimaanlage).
- Überschreitung der maximalen Zuluftfeuchte ($Y_{Zu, \max} = 10,2 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$).
- Überschreitung der maximalen Abluftfeuchte ($\varphi_{Ab, \max} = 65\% \text{ r. F.}/Y_{Ab, \max} = 11,5 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$).

Befüllung:

- Öffnen des Ventils am Speicher der konzentrierten Lösung. Start der Absorptionpumpe.

- Befüllung des Umlaufspeichers des Absorbers bis zum maximalen Füllstand des Umlaufspeichers bzw. minimalen Füllstand im Speicher der konzentrierten Lösung.
- Schließen des Ventils am Speicher der konzentrierten Lösung.

Betrieb / An:

- Schaltung der nächsten Pumpenstufe nach Ablauf eines Zeitgliedes von $t = 600$ s, wenn die absolute Zuluftfeuchte größer als die maximale Zuluftfeuchte ist, bzw. die absolute Abluftfeuchte größer als die maximale absolute Raumlufteuchte ist. Vier Schaltstufen wurden vorgesehen.

Die beiden folgenden Betriebsarten „Betrieb / Aus“ und „Entleerung“ sind zueinander alternative Zustände.

Betrieb / Aus:

- Die Absorptionspumpe wird bei Erreichen einer geringeren absoluten Außenluftfeuchtigkeit als der maximal zulässigen absoluten Zuluftfeuchtigkeit ausgeschaltet. Alternativ erfolgt die Abschaltung bei Ausschaltung des Außenluftventilators. Die wässrige Salzlösung verbleibt im Stoffaustauschapparat.

Entleerung:

- Bei einer höheren absoluten Zuluftfeuchte als der maximal zulässigen und einer Betriebsdauer größer 600 s in der höchsten Schaltstufe wird die Entleerung initiiert.
- Öffnen des Ventils zum Speicher der abkonzentrierten Lösung.
- Entleerung des Umlaufspeichers des Absorbers bis zum minimalen Füllstand des Umlaufspeichers bzw. maximalen Füllstand im Speicher der abkonzentrierten Lösung.

7.3.1 Diskontinuierliche Absorption und Regeneration

Die diskontinuierliche Betriebsweise der Absorption und der Regeneration hat, wie im Vorfeld ausgeführt, das Ziel, die solare Deckungsrate des sorptiven Teilsystems zu maximieren und wird durch Speicherung der Solarenergie durch aufkonzentrierte Salzlösung durchgeführt. Die in der Simulation der diskontinuierlichen Betriebsweise berücksichtigte Regelung wurde entsprechend der nachfolgenden Aufstellung vorgesehen.

Regeneration:**Startkriterien:**

- Überschreiten der minimal erforderlichen Temperatur im Pufferspeicher oder im Heißwasserspeicher der thermischen Solaranlage. Es wurde eine Temperatur von 65°C angesetzt.
- Überschreiten der minimalen Füllhöhe im Speicher der abkonzentrierten Lösung zur Initiierung der Regeneration.

Befüllung:

- Öffnen des Ventils am Speicher der abkonzentrierten Lösung. Start der Regenerationspumpe.
- Befüllung des Umlaufspeichers des Regenerators bis zum maximalen Füllstand des Umlaufspeichers bzw. minimalen Füllstand im Speicher der abkonzentrierten Lösung.
- Schließen des Ventils am Speicher der abkonzentrierten Lösung.

Betrieb / An:

- Start des Regenerationsventilators.
- Bei Unterschreitung eines definierten Füllstands im Speicher der konzentrierten Lösung erfolgt die Zuschaltung eines konventionellen Heizsystems zur Erreichung einer Soleeintrittstemperatur von 75°C in den Regenerator.

Die beiden Betriebsarten Betrieb / Aus und Entleerung sind äquivalent zur Absorption zueinander alternative Zustände.

Betrieb / Aus:

- Unterschreiten der minimal erforderlichen Temperatur im Pufferspeicher der thermischen Solaranlage. Es wurde eine Temperatur von 55°C verwendet.
- Ausschalten des Regenerationsventilators.
- Ausschalten der Regenerationspumpe.
- Die wässrige Salzlösung verbleibt im Regenerator.

Entleerung:

- Erreichen der maximalen Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung (Kontrolle im realen Betrieb durch Messung der elektrischen Leitfähigkeit).
- Öffnen des Ventils zum Speicher der konzentrierten Lösung.
- Entleerung des Umlaufspeichers des Regenerators bis zum minimalen Füllstand des Umlaufspeichers bzw. maximalen Füllstand im Speicher der konzentrierten Lösung.

7.3.2 Kontinuierliche Absorption und Regeneration

Die diskontinuierliche Betriebsweise der Sorption geht durch die Reduktion der Salzmasse und der Kollektorfläche fließend in eine kontinuierliche Betriebsweise über. Steht durch eine konventionelle Wärmequelle ständig Energie auf dem benötigten Temperaturniveau bereit, so kann auf die Speicherung der Energie durch die Salzlösung verzichtet werden und ein kontinuierlicher Prozess durchgeführt werden. Dies ist zum Beispiel durch die Kopplung der Sorption mit dem Abwärmestrom eines Wärmekraftprozesses oder eines Industrieprozesses denkbar. Die Nutzung dieser Abwärme muss im Gegensatz zur thermischen Solarenergie primärenergetisch berücksichtigt werden. Die primärenergetische Leistungszahl des offenen sorptiven Systems wird somit deutlich reduziert.

Der im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Fall der kontinuierlichen Regeneration stellt einen Grenzfall der Nutzung der Solarthermie dar. Es wird von den identischen Anlagenparametern wie im Fall der diskontinuierlichen Betriebsweise ausgegangen. Die Salzmasse ist jedoch deutlich reduziert. Es wird die doppelte Salzmasse eingesetzt, die notwendig ist um bei einer Konzentration von $0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ den Absorber zu befüllen.

Neben der Einsparung an der hygroskopischen Lösung können die beiden Solespeicher wesentlich kleiner dimensioniert werden. Aus wirtschaftlicher Sicht können somit die Investitionskosten und der erforderliche Raumbedarf reduziert werden.

Nach der Entleerung des Absorbers in den Speicher der verdünnten Lösung wird umgehend die im Regenerator konzentrierte Lösung in den Absorber gefördert. Der entleerte Regenerator wird direkt mit der im Speicher der abkonzentrierten Sole vorhandenen Lösung gefüllt und die Regeneration gestartet.

Es kann auf den Speicher der abkonzentrierten Lösung verzichtet werden, wenn die im Absorber verdünnte Lösung komplett in den Regenerator ausgeschoben werden kann. Dies hat geringen Einfluss auf die Regelung, bedingt jedoch eine Anpassung der Dimensionierung des Solarenergiespeichers.

Regeneration:**Startkriterien:**

- Überschreiten der minimalen Füllhöhe im Speicher der abkonzentrierten Lösung.

Befüllung:

- Öffnen des Ablaufventils des Speichers der abkonzentrierten Lösung. Start der Regenerationspumpe.
- Befüllung des Umlaufspeichers des Regenerators bis zum Erreichen des maximalen Füllstands.
- Schließen des Ablaufventils des Speichers.

Betrieb / An:

- Start des Regenerationsventilators.
- Die Bereitstellung des erforderlichen Wärmestroms zur Regeneration wird durch die thermische Solaranlage und ein konventionelles Heizsystem bereitgestellt. Es wird eine Soleeintrittstemperatur von 75°C in den Regenerator vorgesehen. Wird dies durch die Solarthermie nicht erreicht, so wird das konventionelle System zur Nacherwärmung genutzt.

Betrieb / Aus:

- Erreichen der maximalen Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung (Kontrolle im realen Betrieb durch Messung der elektrischen Leitfähigkeit).
- Ausschalten des Regenerationsventilators.
- Ausschalten der Regenerationspumpe.

Entleerung:

- Ausschleiben der regenerierten Lösung in den Speicher der konzentrierten Lösung.
- Öffnen des Zulaufventils zum Absorber.

7.4 Simulation der Gesamtanlage für die jährliche Entfeuchtungsperiode

Der folgenden Betrachtung liegt in Anlehnung an die vorhergehenden Arbeitsschritte ebenfalls das Testreferenzjahr 03 / Mittleres Ruhrgebiet oder andere Ballungszentren des Flachlandes zu Grunde. In Bild 7.7 sind die Stundenmittelwerte der absoluten Außenluftfeuchte für die 8760 Stunden des Jahres dargestellt. Der Darstellung kann entnommen werden, dass das Zeitintervall vom 01. Mai bis zum 31. Oktober als Entfeuchtungsperiode und somit als relevant für die sorptionsgestützte Klimatisierung angesetzt werden kann. Es werden im Mai absolute Luftfeuchtigkeiten der Außenluft größer $10 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ angegeben. Da im Oktober auch noch wenige Stunden mit einer Außenluftfeuchte größer $10 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ vorgegeben werden, wurde das Ende des betrachteten Zeitraums bis auf den 31. Oktober ausgedehnt.

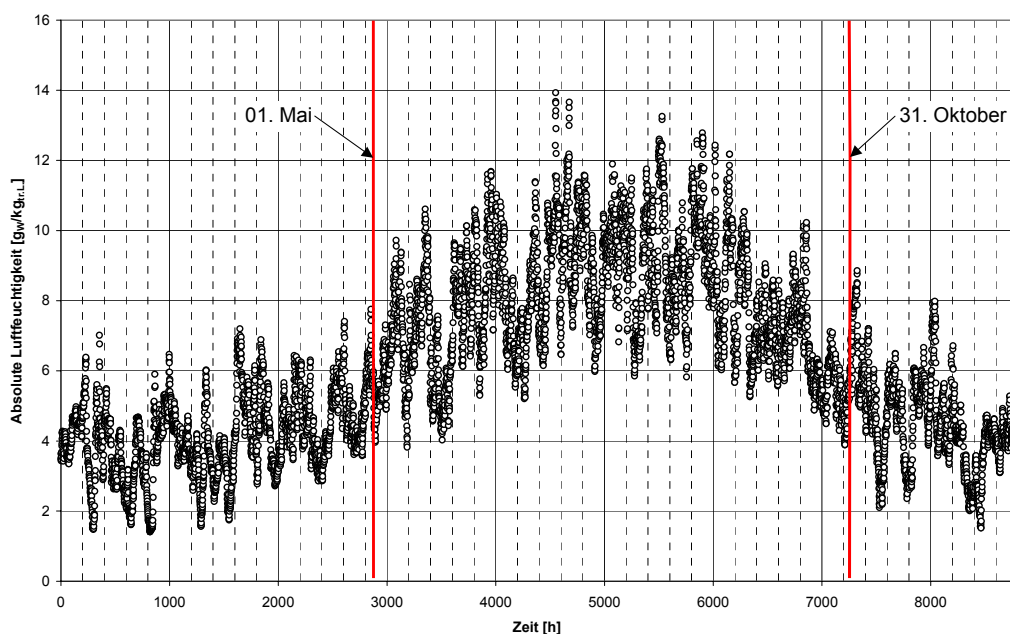


Bild 7.7: Darstellung der Stundenmittelwerte der absoluten Außenluftfeuchte / TRY 03

Neben der hohen absoluten Außenluftfeuchtigkeit resultiert der Beginn des Betrachtungszeitraums ebenso auf der hohen Globalstrahlung zu diesem Zeitpunkt, um diese zur Aufkonzentrierung der wässrigen Salzlösung zu nutzen. Dieser Umstand wird durch die Darstellung der Globalstrahlung auf die horizontale Fläche für das Testreferenzjahr des Gebietes 03 in Bild 7.8 deutlich.

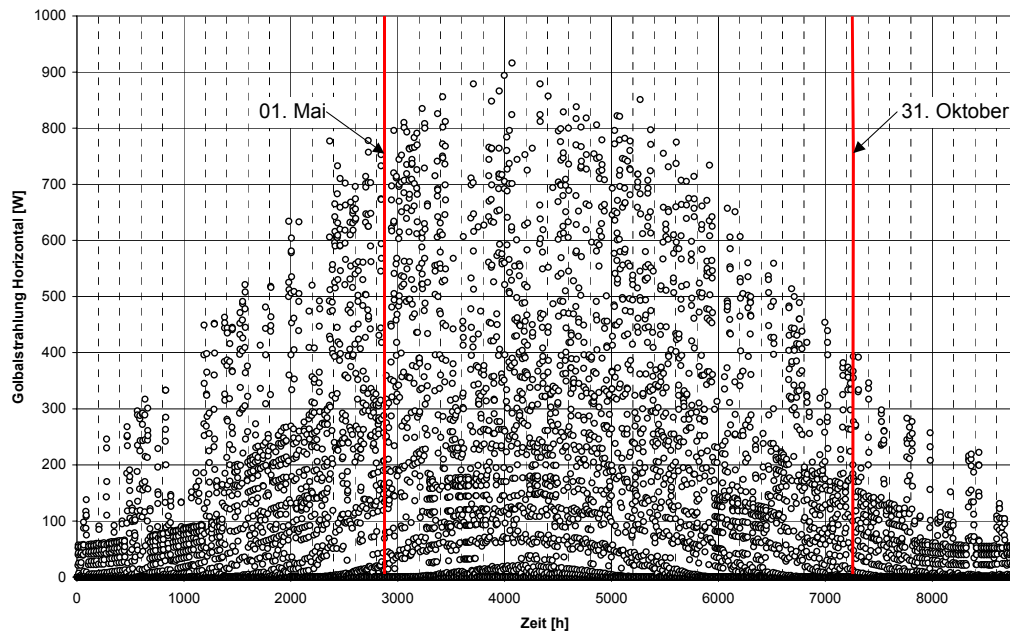


Bild 7.8: Darstellung der Stundenmittelwerte der auf die horizontale Fläche auftreffenden Globalstrahlung / TRY 03

Dieser Ansatz berücksichtigt nur den Betrieb der sorptionsgestützten Anlage an Orten mit Mitteleuropäischem Klima. Soll der Einsatz für andere Klimazonen untersucht werden, so ist der Wetterdatensatz und der daraus resultierende Zeitraum entsprechend zu wählen. Die verwendete Entfeuchtungsperiode orientiert sich dabei an den in diesem Datensatz definierten Wetterperioden.

Für diesen vorgegebenen Zeitraum wurden mit Hilfe des aus den Modellen des Gebäudes inklusive der Gebäudenutzung, der thermischen Solaranlage und der Klimaanlage die beiden Regelungsvarianten simuliert.

Zur Beschreibung der Eigenschaften der Sorption werden die absorbierte Wassermasse, die im Regenerationsprozess ausgetriebene Wassermasse und die durch die thermische Solaranlage bzw. das konventionelle Heizsystem bereitgestellte Heizleistung dargestellt.

7.4.1 Ergebnisse der diskontinuierlichen Betriebsweise

Die Analyse der unterschiedlichen Betriebsweisen erfolgte anhand des Betrachtungszeitraumes vom 1. Mai bis zum 31. Oktober.

Die Simulation zeigte, dass beide Betriebsarten die geforderten Raumluftparameter ermöglichen. Die Raumlufttemperatur und die absolute Raumluftfeuchtigkeit liegen in den Nutzungsstunden in dem durch die DIN 1946 Teil 2 definierten Behaglichkeitsfeld. Diesbezüglich wurde die Raumlufttemperatur mit der in der DIN definierten Raumtemperatur gleichgesetzt, da die

Temperatur der Umschließungsflächen nicht zur Regelung verwendet wurde. Lag die Raumlufttemperatur unterhalb der minimal zulässigen, wurde die Heizungsanlage in Betrieb genommen. Die Heizungsanlage wurde an die thermische Solaranlage gekoppelt. Bei absoluten Außenluftfeuchtigkeiten unter $6 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ während der Betriebszeit der Anlage wurde entsprechend verfahren. War die absolute Außenluftfeuchtigkeit geringer, wurde auf eine konstante Zuluftfeuchtigkeit von $6 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ befeuchtet. Dies wurde durchgeführt, um unrealistische Raumluftkonditionen auszuschließen.

Ein sehr wesentlicher Parameter zur Beurteilung der Simulationsergebnisse ist die vorgegebene Masse der wässrigen Salzlösung von 400 kg im verdünnten Zustand mit einer Massenkonzentration von $0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ zum Start der Simulation. Die Masse im Speicher der konzentrierten Lösung wurde mit 45 kg bei einer Massenkonzentration von $0,40 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ angenommen. Die Umlaufspeicher der Stoffaustauschapparate waren zum Startzeitpunkt mit der minimalen Füllmasse von 5 kg Sole befüllt.

Dem Bild 7.9 ist zu entnehmen, dass die gesamte Masse verdünnter Lösung innerhalb weniger Tage konzentriert werden konnte.

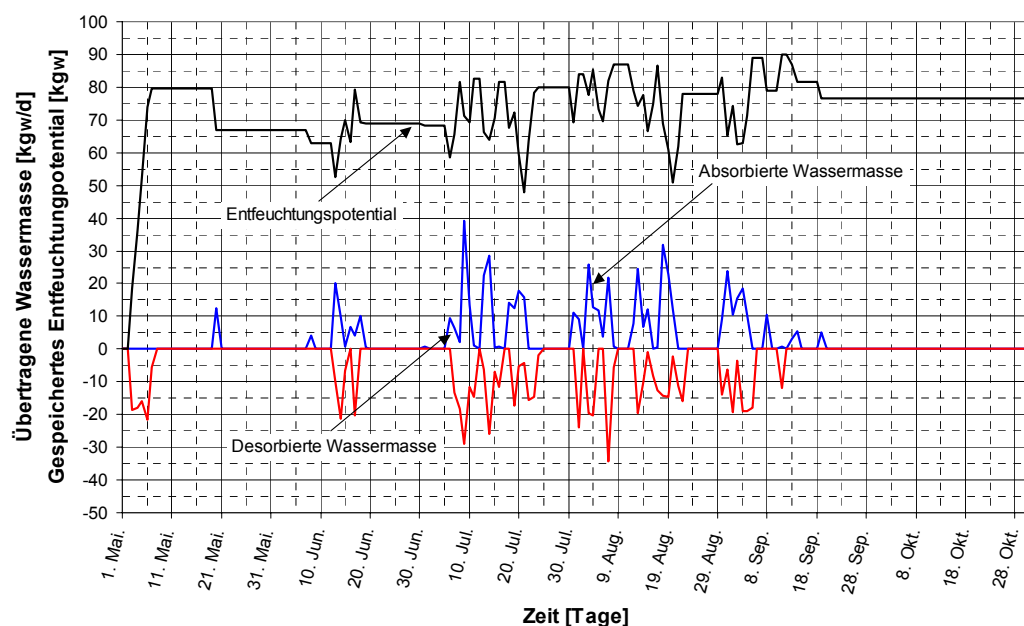


Bild 7.9: Darstellung der täglichen ab- und desorbierten Wassermasse für den Betrachtungszeitraum vom 1. Mai bis zum 31. Oktober / Diskontinuierlicher Betrieb

Zu den Zeiten, in denen weniger Wasser desorbiert als durch die Luftentfeuchtung absorbiert wurde, setzte die Nutzung der gespeicherten Energie in Form konzentrierter Lösung ein. Die zur gespeicherten Energie äquivalente Wassermasse bei Verdünnung auf den Startwert veranschaulicht dies.

Inwieweit die gespeicherte konzentrierte Lösung zu einer Überbrückung solarstrahlungsarmer Tage ausreicht, hängt neben der Masse und Konzentration der konzentrierten Salzlösung von der täglichen Nutzungsdauer der Klimaanlage, der erforderlichen Entfeuchtungsbreite und dem geförderten Luftmassenstrom ab. Bei Vorgabe dieser Größen kann die mögliche Betriebsdauer der Absorption abgeschätzt werden.

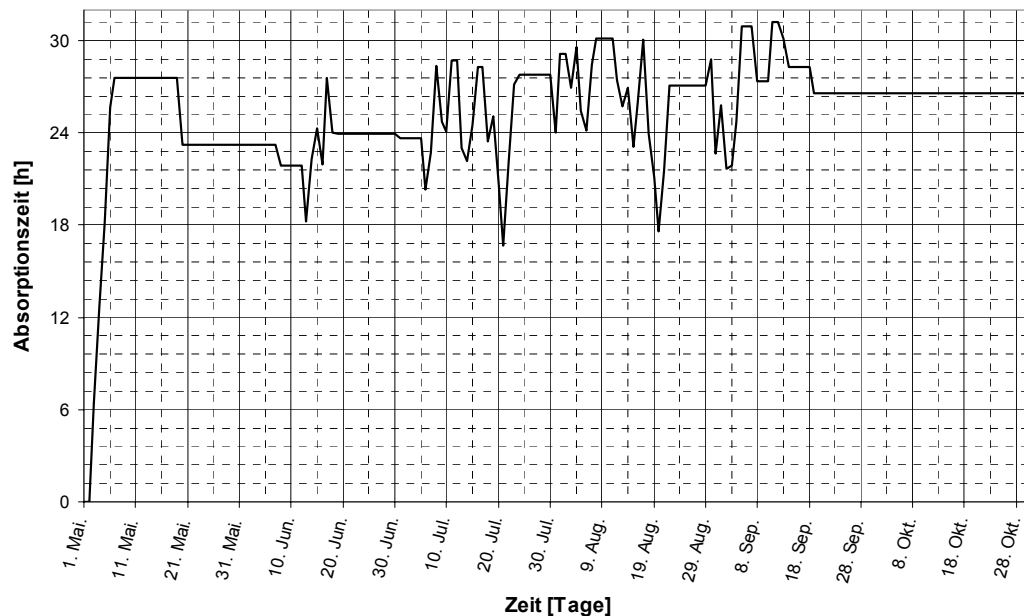


Bild 7.10: Darstellung der abgeschätzten möglichen Betriebsdauer der Absorption ohne Regeneration für den Betrachtungszeitraum vom 1.Mai bis zum 31.Oktober / Diskontinuierlicher Betrieb

Nach Bild 7.10 ist es demnach möglich, die Entfeuchtung bei Einhaltung der in der Tabelle 6.1 aufgeführten Randbedingungen des Kapitels 6.1.2 bei einer durchschnittlichen Entfeuchtungsbreite von $2 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ ohne Durchführung eines Regenerationsprozesses für eine Betriebsdauer der Klimaanlage von minimal 17 Stunden aufrecht zu erhalten. Auf Basis dieser Ergebnisse kann eine Reduktion der im System verwendeten Salzmasse erfolgen. Auch bei Reduktion der Salzmasse um ca. 50 % ist eine solare Deckungsrate von 100 % zu erwarten.

7.4.2 Ergebnisse der kontinuierlichen Betriebsweise

Die kontinuierliche Regeneration wird analog zu der diskontinuierlichen betrachtet. Der wesentliche Unterschied der untersuchten Anlage lag in der verwendeten Salzmasse. Bei Beibehaltung der übrigen Parameter wurde die Masse im Speicher der verdünnten Lösung zu Beginn der Simulation von 400 kg auf 50 kg reduziert. Die erforderliche absolute Zu- und Raumluftfeuchte und die erforderlichen Temperaturen wurden wie im Fall der diskontinuierlichen Betriebsweise erreicht.

Als wesentlicher Unterschied kann in Bild 7.11 die nicht erfolgende Speicherung der Solarenergie in Form von konzentrierter Lösung erkannt werden.

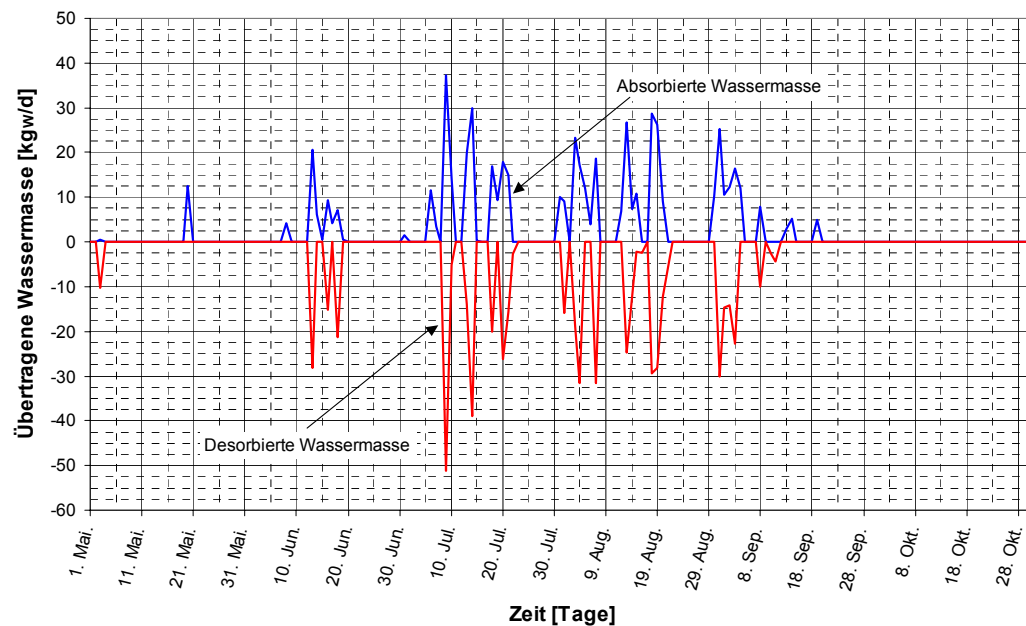


Bild 7.11: Darstellung der täglichen ab- und desorbierten Wassermasse für den Betrachtungszeitraum vom 1.Mai bis zum 31.Oktober / Kontinuierlicher Betrieb

Die Regeneration der verdünnten Lösung muss umgehend nach der Entleerung des Absorbers erfolgen, falls nicht genügend konzentrierte Lösung im Speicher der konzentrierten Lösung vorhanden ist. Sollte die Regeneration nicht in ausreichender Geschwindigkeit zur Erlangung der gewünschten maximalen Konzentration ausgeführt werden können, wird der Regenerator auch bei niedrigeren Konzentrationen als der maximalen entleert. Diese Vorgehensweise sichert eine weiterhin mögliche Absorption, muss jedoch durch einen höheren energetischen Aufwand erkauft werden. Auf die energetische Beurteilung der untersuchten Regelungsstrategien wird in Kapitel 8.3.3 eingegangen.

8 Energetische und exergetische Analyse unterschiedlicher Regelungsstrategien

Nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik ist abzuleiten, dass Energie nicht verloren gehen kann. In Gleichung 8.1 ist der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse angegeben, der zur Beschreibung der Energieumwandlungsprozesse des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Systems maßgebend ist.

$$P_{12} + \dot{Q}_{12} = \dot{m} \cdot \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2} \cdot (w_2^2 - w_1^2) + g \cdot (z_2 - z_1) \right] \quad (8.1)$$

Die einem offenen System zugeführte Summe von Leistung und Wärmestrom führt zu einer Änderung der Enthalpie, der kinetischen und der potentiellen Energie im System. Durch den 1. Hauptsatz kommt es nicht zu einer Berücksichtigung der Arbeitsfähigkeit des betrachteten Energiestroms. Die eingesetzten Energieformen Strom und Wärme werden gleichwertig behandelt.

Mit Hilfe des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik kann die unterschiedliche Wertigkeit der einem System zu- bzw. abgeführten Energieströme beschrieben werden. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer exergetische Analyse der Energieumwandlungsprozesse.

In den nachfolgenden Kapiteln wird kurz die Herleitung der erforderlichen Kennzahlen durchgeführt.

8.1 Kennzahlen der energetischen Beurteilung

Zur energetischen Bewertung von technischen Prozessen in der Kälte- und Klimatechnik können unterschiedliche Kennzahlen herangezogen werden [1]. Die bekannteste Bewertungsgröße stellt der Wirkungsgrad dar. Er bezeichnet das Verhältnis zwischen der gewonnenen Nutzenergie zur eingesetzten Energie. Definitionsgemäß kann er maximal den Wert eins annehmen. Die ihm zu Grunde liegende Definition, das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand, wird auch bei weiteren in der Kälte- und Klimatechnik verwendeten Kennzahlen verwendet.

Durch die unterschiedliche Wertigkeit verschiedener Energieformen ist es möglich, dass dieses Verhältnis größer eins werden kann. So kann z.B. bei einer Kältemaschine durch den Einsatz von Strom (reiner Exergie) durch die Aufnahme von Umgebungsenergie, der Anergie, ein vom Betrag höherer Nutzwärmestrom als die eingesetzte Arbeit bereitgestellt werden. In diesem Fall spricht man von einer Leistungszahl bzw. einem Wärmeverhältnis.

Der im englischen Sprachraum zur Beurteilung von Energiewandlungsprozessen verwendete Begriff wird als COP (Coefficient of Performance) bezeichnet. Durch die Definition des Nutzens und des Aufwands können sowohl Wirkungsgrad als auch COP gleichwertig sein. Es ist nur der Bewertungsmaßstab als Index mit anzugeben. So wird heutzutage die Bewertung eines Prozesses hinsichtlich der eingesetzten Primärenergie durchgeführt. Bezogen auf die Luftentfeuchtung mittels wässriger Salzlösungen kann der COP entsprechend gebildet werden.

$$COP_p = \frac{\dot{Q}_0}{\frac{1}{\eta_H} \cdot \dot{Q}_H + \frac{1}{\eta_{el}} \cdot \sum P_{el}} \quad (8.2)$$

Der vom Gesamtprozess, also durch Absorption und indirekter Verdunstungskühlung, abgeführte Wärmestrom wird als Nutzen \dot{Q}_0 bezeichnet. Den Aufwand stellt die auf Primärenergie bezogene Summe der Antriebsleistungen der eingesetzten Pumpen und Ventilatoren und des Heizwärmestroms der Regeneration dar. Bei Bereitstellung des Heizwärmestroms durch die Solarthermie wird der Heizwärmestrom primärenergetisch nicht berücksichtigt. Für die Bilanzierung stellt sich erschwerend die mögliche Diskontinuität von Absorption und Regeneration dar. Aus diesem Grunde ist es günstiger, eine der Arbeitszahl entsprechende Größe einzuführen. Die Arbeitszahl wird zur Beschreibung des Teillastverhaltens von Kältemaschinen verwendet.

Im Fall der Sorption kann die Arbeitszahl durch Integration der Leistungen bzw. der Wärmeströme eines repräsentativen Zeitraums bestimmt werden. Die folgende Gleichung trägt dieser Betrachtungsweise Rechnung.

$$\overline{COP_p} = \frac{\int \dot{Q}_0 dt}{\int \left(\frac{1}{\eta_H} \cdot \dot{Q}_H + \frac{1}{\eta_{el}} \cdot \sum P_{el} \right) dt} \quad (8.3)$$

8.2 Kennzahlen der exergetischen Beurteilung

Eine exergetische Bewertung der Energieumwandlungsprozesse hat im Gegensatz zu einer reinen energetischen Bewertung den Vorteil, dass die Wertigkeit der Energie berücksichtigt wird. Die Endenergie „Strom“ besteht ebenso wie die potentielle und die kinetische Energie aus reiner Exergie [1]. Die Energie eines Wärmestroms kann entsprechend Definition [1] in einen

Anergie- und einen Exergiestrom aufgeteilt werden. Der Exergiestrom errechnet sich durch Multiplikation des Wärmestroms mit dem Carnotfaktor nach Gleichung 8.4.

$$\begin{aligned}\dot{E} &= \eta_{\text{Carnot}} \cdot \dot{Q} \\ &= \left(1 - \frac{T_{\text{Umgebung}}}{T}\right) \cdot \dot{Q}\end{aligned}\quad (8.4)$$

Zur Beschreibung eines Energieumwandlungsprozesses kann, entsprechend dem in Kapitel 8.1 gesagten, ein exergetischer Wirkungsgrad bzw. eine exergetische Leistungszahl bzw. COP gebildet werden.

$$\begin{aligned}\eta_{\text{Exergie}} &= \frac{\text{Exergie}_{\text{Nutzen}}}{\text{Exergie}_{\text{Aufwand}}} \\ &= \frac{\dot{E}_{\text{Raumlufte}}}{\dot{E}_{\text{Primärenergie}}}\end{aligned}\quad (8.5)$$

Der exergetische Aufwand ist durch eine exergetische Bewertung der eingesetzten Primärenergie zu bestimmen. Nach Baehr [1] beträgt das Verhältnis der Exergie der Brennstoffe zum Heizwert $e_B = 1,06$. Wird nun der Heizwert der eingesetzten Brennstoffe mit der Primärenergie gleichgesetzt, kann der exergetische Aufwand durch einfache Multiplikation berechnet werden.

Der Nutzen zur Beschreibung des exergetischen Wirkungsgrades der Klimatisierung ist in der stofflichen und thermischen Differenz zwischen der Umgebung und dem zu klimatisierenden Raum zu sehen. Dazu muss die Exergie der feuchten Luft berechnet werden.

Im folgenden wird nur die Exergie der feuchten Luft für Wassergehalte zwischen den Extremata trockene Luft und gesättigte Luft behandelt. Zur Vereinfachung wird die feuchte Luft als ideales Gas behandelt. Der Druck der feuchten Luft soll dem Umgebungsdruck entsprechen. Für die Berücksichtigung von Luftzuständen im übersättigten Gebiet und der exergetischen Beurteilung von Eis wird auf [28] verwiesen.

Die Exergie der feuchten Luft kann durch Addition der Exergie der trockenen Luft und der Exergie des Wasserdampfes berechnet werden.

$$e = e_{\text{tr.L.}} + Y \cdot e_D \quad (8.6)$$

Die Exergie der trockenen Luft kann nach Berechnung der Enthalpie- und Entropiedifferenz mit Hilfe der Gleichungen 8.7 und 8.8 durch die Gleichung 8.9 bestimmt werden

Trockene Luft:

$$h_L - h_{L,U} = \int_{T_U}^T c_{pL} dT = c_{pL} (T - T_U) \quad (8.7)$$

$$s_L - s_{L,U} = \int_{T_U}^T c_{pL} \frac{dT}{T} - \int_{p_{L,U}}^{p_L} \frac{\partial v}{\partial T_p} dp = c_{pL} \ln \frac{T}{T_U} - R_L \ln \frac{p_L}{p_{L,U}} \quad (8.8)$$

$$e_{tr.L.} = c_{pL} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + R_L T_U \ln \frac{p_L}{p_{L,U}} \quad (8.9)$$

Die Berechnung der Differenz der Enthalpie bzw. der Entropie des Wasserdampfs des betrachteten Luftstroms kann nach Kast [20] durch die Gleichungen 8.10 und 8.12 berechnet werden.

Überhitzter Dampf:

$$\begin{aligned} h_D - h_{D,U} &= c_{pD} (T - T_U) + r (T_U) \\ &= c_w (T_s - T_U) + r (T_s) + c_{pD} (T - T_s) \end{aligned} \quad (8.10)$$

mit:

$$r(T_s) = r(T_U) - (c_w - c_{pD}) \cdot (T_s - T_U) \quad (8.11)$$

$$\begin{aligned} s_D - s_{D,U} &= c_{pD} \ln \frac{T}{T_u} + \frac{r(T_U)}{T_u} - R_D \ln \frac{p_D}{p_{D,U}} \\ &= c_w \ln \frac{T_s}{T_u} + \frac{r(T_s)}{T_s} + c_{pD} \ln \frac{T}{T_s} - \int_{p_{D,U}}^{p_D} \frac{\partial v}{\partial T} dp \end{aligned} \quad (8.12)$$

Damit ergibt sich für die spezifische Exergie des Dampfes:

$$e_D = c_{pD} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + R_D T_U \ln \frac{p_D}{p_{D,U}} \quad (8.13)$$

Nachdem die jeweiligen Beziehungen für die spezifische Enthalpie, Entropie und Exergie für trockene Luft, Wasserdampf, Wasser und Eis angeführt worden sind, können die Berechnungsgleichungen zur Bestimmung der auf ein kg trockene Luft bezogenen spezifischen Exergie feuchter Luft angegeben werden.

Für ungesättigte Luft ergibt sich:

$$\begin{aligned}
e_{1+Y} = & c_{PL} \left(T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right) + R_L T_U \left[\ln \frac{p_L \cdot p}{p_{L,U} \cdot p_U} \right] \\
& + Y c_{PD} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + Y R_D T_U \left[\ln \frac{p_D \cdot p}{p_{D,U} \cdot p_U} \right]
\end{aligned} \tag{8.14}$$

Bei konstantem Gesamtdruck $p = p_U$ vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$\begin{aligned}
e_{1+Y} = & c_{PL} \left(T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right) + R_L T_U \left[\ln \frac{p_L}{p_{L,U}} \right] \\
& + Y c_{PD} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + Y R_D T_U \left[\ln \frac{p_D}{p_{D,U}} \right]
\end{aligned} \tag{8.15}$$

Für gesättigte Luft gilt bei konstantem Gesamtdruck $p = p_U$:

$$\begin{aligned}
e_{1+Y_s} = & c_{PL} \left(T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right) + R_L T_U \left[\ln \frac{p_L}{p_{L,U}} \right] \\
& + Y_s c_{pD} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + Y_s R_D T_U \left[\ln \frac{p_s}{p_{D,U}} \right]
\end{aligned} \tag{8.16}$$

Zur Vereinfachung der obigen Gleichungen wird der absolute Wassergehalt als Variable eingeführt. Die verwendeten Partialdruckverhältnisse können dann durch die Gleichungen 8.17 und 8.18 ausgedrückt werden.

$$\frac{p_D}{p} = \frac{Y \cdot R_D}{Y \cdot R_D + R_L} = \frac{1}{1 + \frac{1}{Y} \cdot \frac{R_L}{R_D}} \tag{8.17}$$

$$\frac{p_L}{P} = \frac{R_L}{Y \cdot R_D + R_L} = \frac{1}{Y \cdot \frac{R_D}{R_L} + 1} \tag{8.18}$$

Das Verhältnis der individuellen Gaskonstanten der Luft und des Wasserdampfs kann als konstant angesetzt werden:

$$\frac{R_L}{R_D} = \varepsilon = 0,622 \tag{8.19}$$

Das Partialdruckverhältnis von Wasserdampf und trockener Luft kann dann wie folgt ausgedrückt werden:

$$\frac{p_D}{p} = \frac{Y}{Y + \varepsilon} \quad (8.20)$$

$$\frac{p_L}{p} = \frac{\varepsilon}{Y + \varepsilon} \quad (8.21)$$

Da für den Umgebungszustand die Funktion analog ausgedrückt werden kann, ist das Verhältnis der Partialdrücke des Wasserdampfes und der trockenen Luft zu den Partialdrücken der Umgebung durch die Gleichungen 8.22 und 8.23 auszudrücken:

$$\frac{p_D}{p_{D,U}} = \frac{Y(Y_U + \varepsilon)}{Y_U(Y + \varepsilon)} \quad (8.22)$$

$$\frac{p_L}{p_{L,U}} = \frac{Y_U + \varepsilon}{Y + \varepsilon} \quad (8.23)$$

Setzt man die Beziehungen zur Bestimmung der Verhältnisse der Partialdrücke durch den Wassergehalt in die entsprechenden Gleichungen zur Berechnung der spezifischen Exergie feuchter Luft ein, dann erhält man unter der Annahme konstanter Gesamtdrücke Gleichung 8.24.

$$\begin{aligned} e_{1+Y} = & c_{pL}(T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U}) + R_L T_U \left[\ln \frac{(Y_U + \varepsilon)}{(Y + \varepsilon)} \right] \\ & + Y c_{pD} \left[T - T_U - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + Y R_D T_U \left[\ln \frac{Y(Y_U + \varepsilon)}{Y_U(Y + \varepsilon)} \right] \end{aligned} \quad (8.24)$$

Durch Verwendung der Berechnungsgleichung der Exergie der feuchten Luft ist es möglich, das in der Klimatechnik zur Darstellung der Luftbehandlungsfunktionen übliche h,Y-Diagramm zu modifizieren. Es kann für den jeweiligen Umgebungsluftzustand ein h,e,Y-Diagramm erstellt werden. In Bild 8.1 ist für die Luftparameter der Umgebungsluft $t_U = 32^\circ\text{C}$ und $Y_U = 12 \text{ g}_\text{W}/\text{kg}_\text{tr.L.}$ das entsprechende h,e,Y-Diagramm dargestellt.

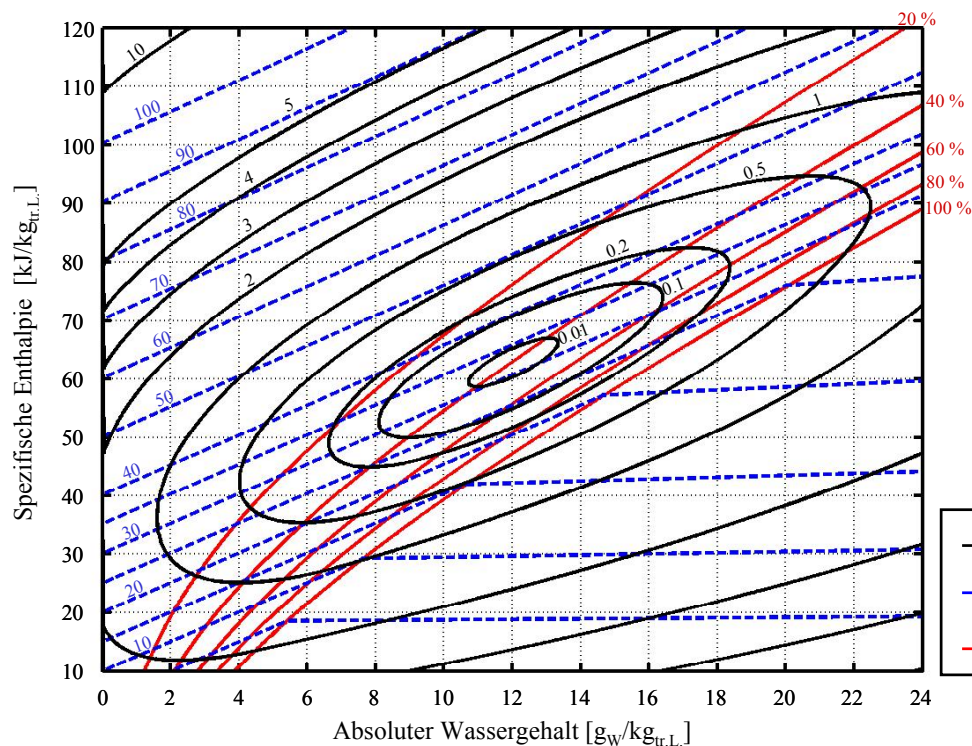


Bild 8.1: h,e,Y-Diagramm für Feuchte Luft / $t_U = 32^\circ\text{C}$; $Y_U = 12 \text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$

Die Linien konstanter spezifischer Exergie sind dabei als Isoexergien in das Diagramm integriert. Der Zustand der feuchten Luft, bei dem die spezifische Exergie gleich null ist, entspricht dem Umgebungszustand. Zur energetischen und exergetischen Beurteilung der Luftentfeuchtung wird das Diagramm im folgenden Kapitel 8.3 herangezogen.

8.3 Energetische und Exergetische Analyse der Luftentfeuchtung mittels wässriger Salzlösungen

Die Beurteilung erfolgt auf zwei unterschiedlichen Wegen. Zum einen werden die Prozesse der Absorption und Regeneration bei stationären Betriebsbedingungen betrachtet. Zum anderen erfolgt eine Berechnung der relevanten Größen über einen längeren Betrachtungszeitraum. Dies geschieht in Analogie zu der Arbeitszahl der konventionellen Kältetechnik. Dabei wird in besonderem Maße auf die Bereitstellung der erforderlichen Niedertemperaturwärme unter Berücksichtigung der in Kapitel 7.3 definierten Regelungsstrategie der Absorption und Regeneration eingegangen.

8.3.1 Energetische und exergetische Analyse der Absorption unter stationären Bedingungen

Die Absorption muss in Kombination mit der Abfuhr der Absorptionswärme betrachtet werden. Ohne Kühlung der wässrigen Salzlösung kann keine kontinuierliche Entfeuchtung der Außenluft auf die erforderliche absolute Zuluftfeuchte erfolgen. Die Kühlung kann, wie im Fall der beschriebenen Versuchsanlage (Kapitel 3), über die indirekte Verdunstungskühlung, als auch über einen separaten Kühlturm bzw. konventionelle Kältetechnik erfolgen. Die nachfolgende Analyse orientiert sich an der messtechnisch untersuchten Anlage mit der dort ausgeführten Geometrie des Absorbers und der Wärmeabfuhr durch die indirekte Verdunstungskühlung.

Für die energetische Betrachtung der Absorption wird die abgeführte Kälteleistung \dot{Q}_0 der Gleichung 8.2 unter Berücksichtigung der in den Prozess eingebrachten Leistung des Außenluftventilators durch Multiplikation des Massenstroms der trockenen Luft mit der Enthalpiedifferenz der feuchten Luft nach Gleichung 8.25 als Nutzen des Prozesses definiert.

$$\dot{Q}_0 = P_{Ventilator} + \dot{m}_{tr.L.} \cdot (h_{1+Y,Au} - h_{1+Y,Zu}) \quad (8.25)$$

Der in Gleichung 8.2 definierte Aufwand setzt sich additiv aus den Leistungen der Pumpe für die Absorption und die Verdunstungskühlung und aus dem Leistungsbedarf des Ventilators für die Durchströmung von Verdunstungskühlung und Absorption zusammen. Dabei wurde zur Bestimmung des Leistungsbedarfs für den Betrieb der Verdunstungskühlung und die luftseitige Durchströmung des Absorbers auf Messdaten zurückgegriffen. Zur Bestimmung der zur Förderung der wässrigen Salzlösung erforderlichen Antriebsleistung der Absorptionspumpe wurde eine theoretische Betrachtung durchgeführt. Dies war erforderlich, da durch die Verwendung von Mess- und Absperrarmaturen, die im realen Einsatz des Systems nicht installiert werden, wesentlich mehr Antriebsenergie zum Betrieb der Pumpen benötigt wurde, als real erforderlich wäre. Somit ergibt sich der auf die Primärenergie bezogene Aufwand zu:

$$\frac{1}{\eta_{el}} \cdot \sum P_{el} = \frac{1}{\eta_{el}} \cdot (P_{Ventilator} + P_{Pumpe,VDK} + P_{Pumpe,Absorption}) \quad (8.26)$$

Die erforderliche Leistung des Ventilators kann entsprechend Gleichung 8.27 berechnet werden.

$$P_{Ventilator} = \frac{\dot{V}_{Luft} \cdot \Delta p}{\eta_V \cdot \eta_M} \quad (8.27)$$

Es wird im weiteren ein konstanter Luftvolumenstrom für Außen- und Abluft zugrunde gelegt. Dies ist ausreichend, da die Wirkungsgrade der Ventilatoren und der eingesetzten Elektromotoren nur realitätsnah abgeschätzt werden können. Bei einer physikalisch exakten Betrachtung müsste das von dem Zentralklimagerät geförderte Massenstromverhältnis und die jeweilige spezifische Dichte der feuchten Luft Berücksichtigung finden. Der Wirkungsgrad der eingesetzten Ventilatoren kann mit $\eta_V = 0,6$, der Wirkungsgrad der Motoren mit $\eta_M = 0,9$ angesetzt werden.

Die von den Ventilatoren zur Kompensation der Druckverluste aufzubringende statische Druckerhöhung setzt sich additiv aus dem Druckverlust der indirekten Verdunstungskühlung und dem Druckverlust des Stoffaustauschapparates zusammen.

Durch Messungen wurde der ab- und außenluftseitige Druckverlust der den Plattenwärmeübertrager des Zentralgeräts durchströmenden Luft ermittelt (s. Bild 8.2).

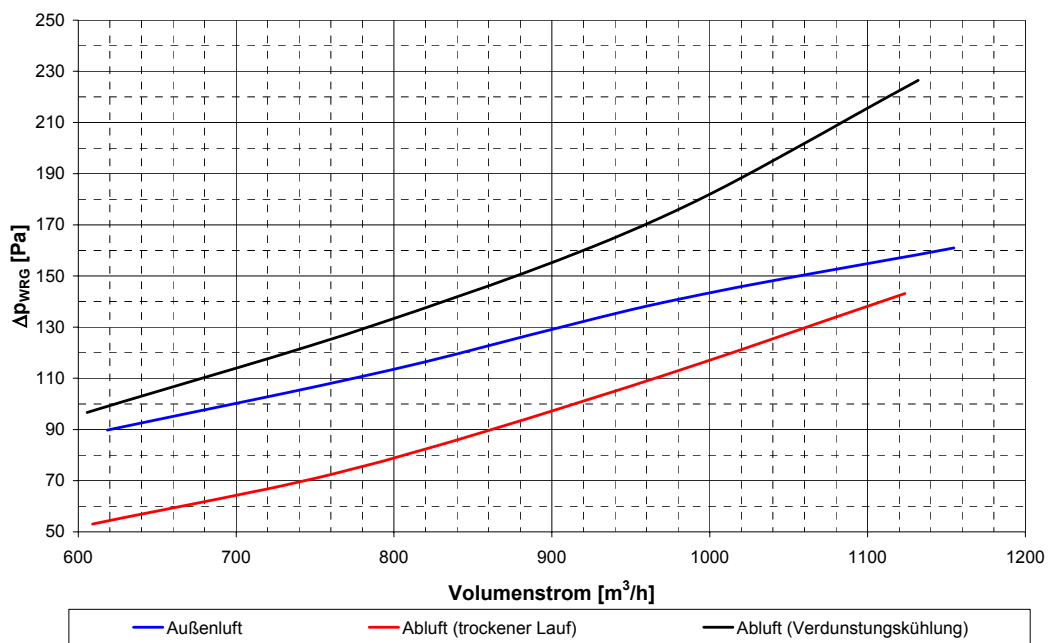


Bild 8.2: Darstellung der resultierenden luftseitigen Druckverluste der indirekten Verdunstungskühlung bei variablem Luftvolumenstrom [5]

Es wird ein Gesamtdruckverlust von 450 Pa für die Durchströmung der beiden Luftwege im Plattenwärmeübertrager der indirekten Verdunstungskühlung berücksichtigt.

Der Druckverlust für die Durchströmung des Absorbers kann nach Biel [4] durch Gleichung 8.28 berechnet werden.

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_{tr} \cdot \left(1 + B_I \cdot w_G^{B_2} \cdot h_L(u_L) \right) \quad (8.28)$$

Zur Berechnung werden neben den füllkörperspezifischen Angaben B_1 und B_2 , der Druckverlust der trockenen Schüttung und das in der Packung befindliche Flüssigkeitsvolumen benötigt. Durch Regression der Messergebnisse für den Druckverlust der trockenen Schüttung Δp_{tr} konnte eine Beziehung für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Gasgeschwindigkeiten aufgestellt werden. Bild 8.3 zeigt diesen Zusammenhang. Zur Bestimmung der restlichen Parameter wird auf die Arbeit von Biel [4] verwiesen.

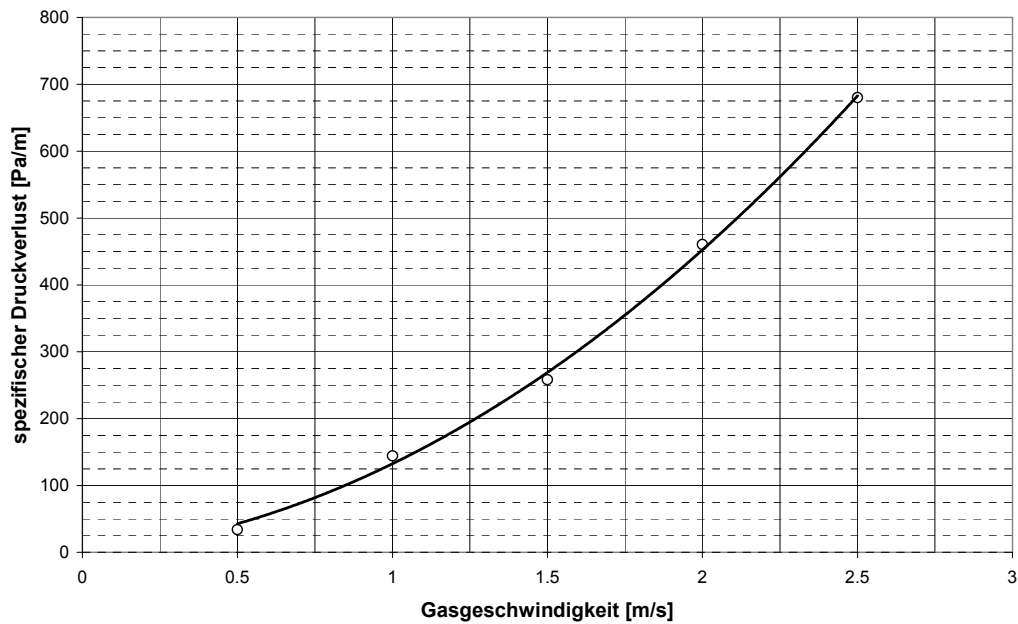


Bild 8.3: Darstellung des luftseitigen Druckverlustes zur Durchströmung der trockenen Füllkörperschüttung bei Verwendung von Pallringen PP 15 und variablen Lufteintrittsgeschwindigkeiten

Des weiteren kann der spezifische Druckverlust der Füllkörperschüttung in Abhängigkeit von der Gasgeschwindigkeit und der Berieselungsstärke berechnet und dargestellt werden.

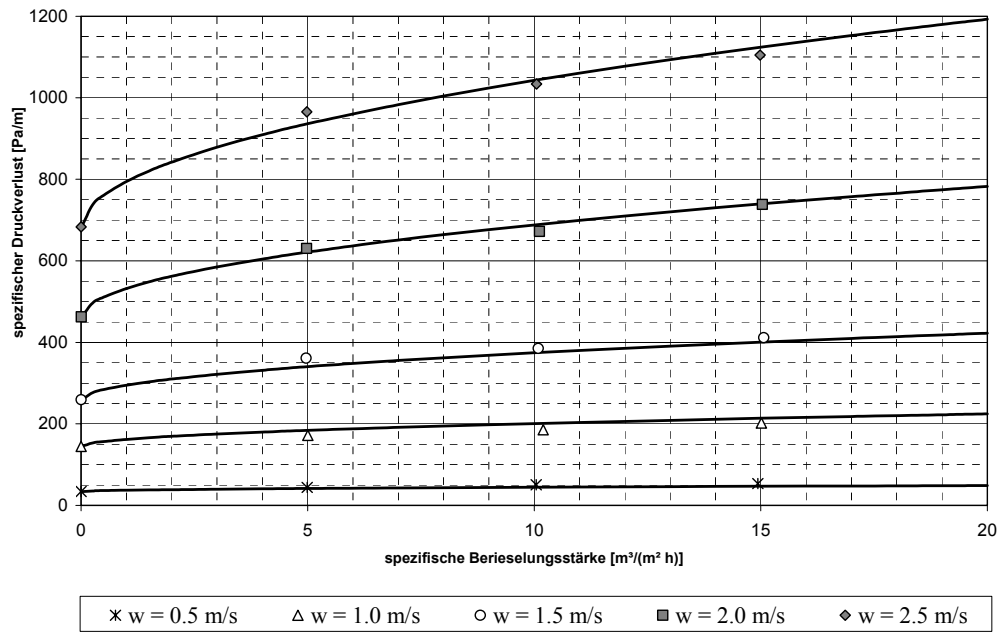


Bild 8.4: Darstellung der luftseitigen Druckverluste zur Durchströmung der berieselten Füllkörperschüttung bei Verwendung von Pallringen PP 15 und variablen Lufteintrittsgeschwindigkeiten

Die Anströmgeschwindigkeit der Luft im Absorber beträgt bei Betreiben des Klimatisierungssystems mit Nennvolumenstrom und einem Anströmquerschnitt von $A_{\text{Absorber}} = 0,258 \text{ m}^2$ entsprechend dem messtechnisch untersuchten Apparat $w_G = 1,29 \text{ m/s}$. Bei Berücksichtigung der eingesetzten Packungsbreite von $b = 0,4 \text{ m}$, bei einer Berieselungslänge $l_{\text{Berieselung}} = 0,2 \text{ m}$ resultieren Druckverluste in Abhängigkeit von der Berieselungsstärke zwischen 90 und 140 Pa.

Die für den Betrieb der indirekten Verdunstungskühlung erforderliche elektrische Antriebsleistung der Ventilatoren und der Pumpe des Umlaufwassers kann im Gegensatz zur Absorption und zur Regeneration eindeutig bestimmt werden. Dazu wurden die vom Hersteller angegebene Leistungsaufnahme mit 380 W berücksichtigt [18].

Die Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung der Absorptionspumpe erfolgt in Anlehnung an übliche Verfahren zur Auslegung von Rohrleitungsnetzen. Berücksichtigt werden muss, dass es sich bei der Absorption um ein offenes System handelt und somit neben den Rohrreibungsverlusten auch die Förderhöhe berücksichtigt werden muss. Grundlage der Berechnung bildet Gleichung 8.29.

$$P_{\text{Pumpe}} = \frac{\dot{V}_{\text{Sole}} \cdot \Delta p}{\eta_P \cdot \eta_M} \quad (8.29)$$

Der Druckverlust errechnet sich mit Hilfe:

$$\Delta p = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \varsigma \right) \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot w^2 + \rho_L \cdot g \cdot z \quad (8.30)$$

Für die Berechnung der Rohrreibungszahl wurden die in der Literatur beschriebenen Verfahren für laminare und turbulente Rohrströmung angewandt [37]. Die Stoffwerte der wässrigen Lithiumchlorid Lösung wurden entsprechend den von Lävemann und Röben angegebenen Funktionen verwendet [31], [23]. Der Wirkungsgrad der Pumpen wurde mit einem konstanten Wert von $\eta_p = 0,3$ berücksichtigt.

Durch die Verwendung des mittleren Wirkungsgrades der Stromerzeugung wird die zur Stromerzeugung erforderliche Primärenergie berücksichtigt. Der mittlere Wirkungsgrad der Stromerzeugung für Deutschland kann nach Zugrundelegen der vom Bundeswirtschaftsministerium veröffentlichten Daten [6] zu $\eta_{el} = 0,36$ bestimmt werden.

Durch die Koppelung der indirekten Verdunstungskühlung mit der Absorption ist neben den Eigenschaften dieser Komponenten der verwendete Wärmeübertrager als Verbindungsglied zwischen Verdunstungskühlung und Absorption zu berücksichtigen. Durch die Steigerung des Massenstroms der wässrigen Salzlösung wird der Wärmekapazitätsstrom auf der Soleseite erhöht und das Wärmekapazitätsstromverhältnis ändert sich. Die Charakteristik des im Absorptionskreislauf eingesetzten Wärmeübertragers ist in Bild 8.5 dargestellt. Der Wärmekapazitätsstrom auf der Seite des Wassers der Verdunstungskühlung wurde dabei als konstant angesetzt.

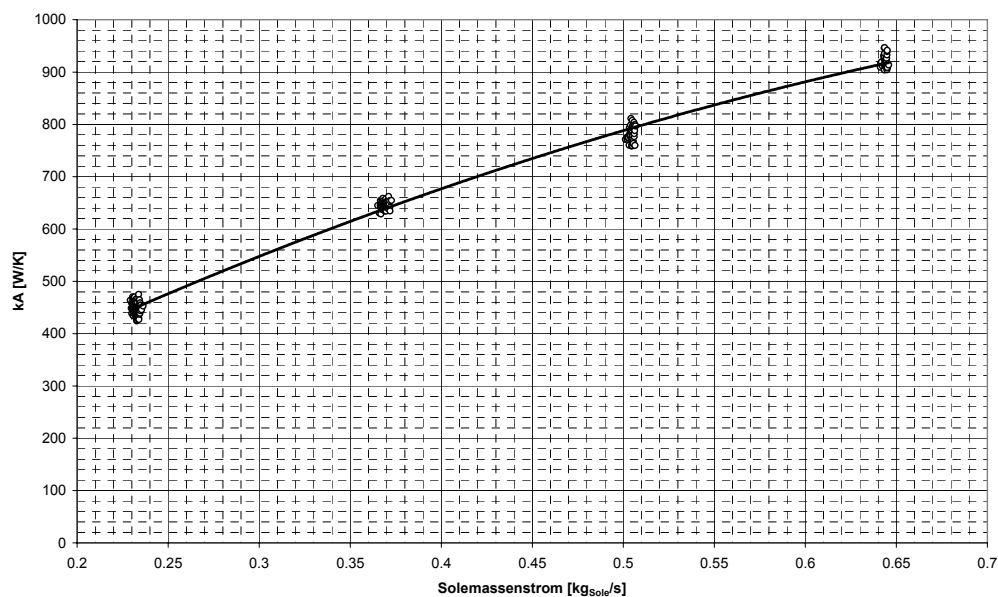


Bild 8.5: Charakteristik des Wärmeübertrages im Absorptionskreislauf

Die Erhöhung des Massenstroms der wässrigen Salzlösung führt zu einer Erhöhung des durch den Wärmeübertrager und somit durch die indirekte Verdunstungskühlung abgeführten Wärmestroms. Diese Reaktion ist in Bild 8.6 dokumentiert. Gleichzeitig steigt mit der Erhöhung des abgeführten Wärmestroms die Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung in den Absorber. Dies hat zur Folge, dass die Steigerung der Entfeuchtungsbreite geringer ist, als durch die Ergebnisse der in Kapitel 4.1 beschriebenen Messungen unter stationären Bedingungen (Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung $t_L = 25^\circ\text{C}$) zu erwarten wäre.

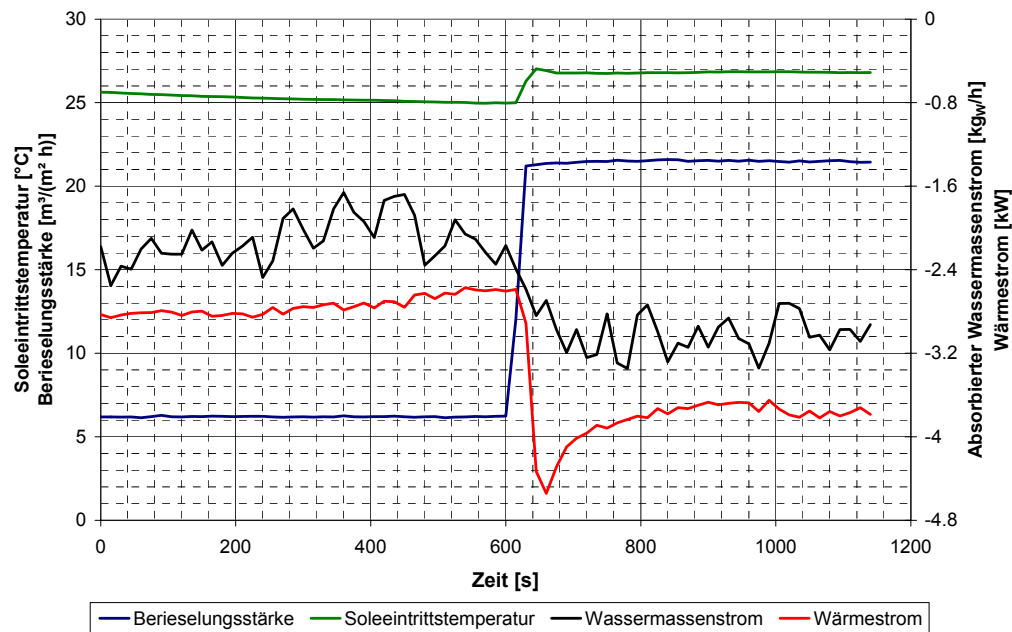


Bild 8.6: Darstellung der Reaktion der Soleeintrittstemperatur, der Entfeuchtungsbreite und des durch die Verdunstungskühlung abgeführten Wärmestroms durch Erhöhung der Berieselungsstärke

Werden die im Absorptionskreislauf verwendeten Komponenten in einem Simulationsprogramm zu einem Gesamtmodell kombiniert, können die resultierenden Leistungszahlen nach Kapitel 8.1 und 8.2 errechnet und grafisch dargestellt werden. Dabei sind die angesetzten Randbedingungen von großer Bedeutung. In Bild 8.7 sind die Leistungszahl und die gesamte abgeführte Kühleistung für die Außenlufttemperatur $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ und eine absolute Außenluftfeuchtigkeit von $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ dargestellt. Die Abluftbedingungen wurden mit $t_{\text{Ab}} = 26^\circ\text{C}$ und $Y_{\text{Ab}} = 11 \text{ g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ konstant angesetzt. Die dargestellte Leistungszahl wurde dabei auf die primärenergetisch gewichtete Antriebsenergien bezogen. Es wurden Leistungszahlen zwischen 3,4 bis 5 errechnet, wobei bei steigenden Solemassenströmen die gesamte abgeführte Leistung ansteigt, die Leistungszahlen jedoch gemindert werden. Die Verwendung einer wässrigen Salzlösung mit einer Konzentration von $0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ führt zu deutlich höheren

Leistungszahlen als die Absorption durch Lösung mit einer Konzentration von $0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$.

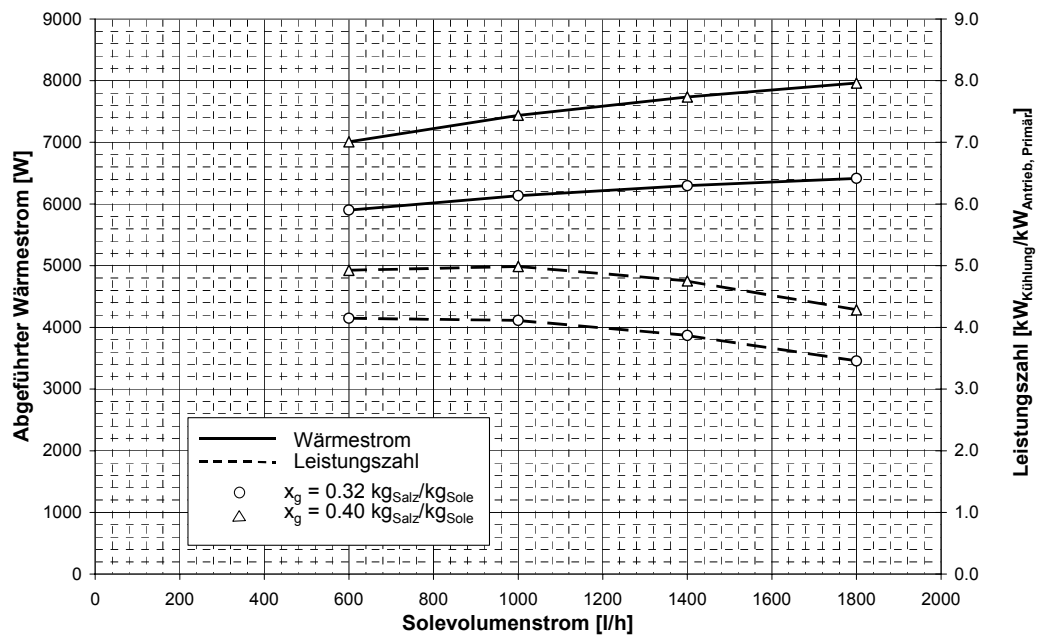


Bild 8.7: Darstellung des aus der Außenluft abgeführten Wärmestroms und der Leistungszahl der Absorption unter Berücksichtigung der indirekten Verdunstungskühlung und der Wärmeübertragung bei unterschiedlichen Massenkonzentrationen der wässrigen Salzlösung / $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$, $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_\text{W}/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$, $t_{\text{Ab}} = 26^\circ\text{C}$, $Y_{\text{Ab}} = 11 \text{ g}_\text{W}/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$

Maßgebend für eine erfolgreiche Klimatisierung ist jedoch die Kompensation der im Raum anfallenden Lasten. Bild 8.12 zeigt die für die in Bild 8.7 beschriebene Absorption erreichten Zulufttemperaturen und Zuluftfeuchten.

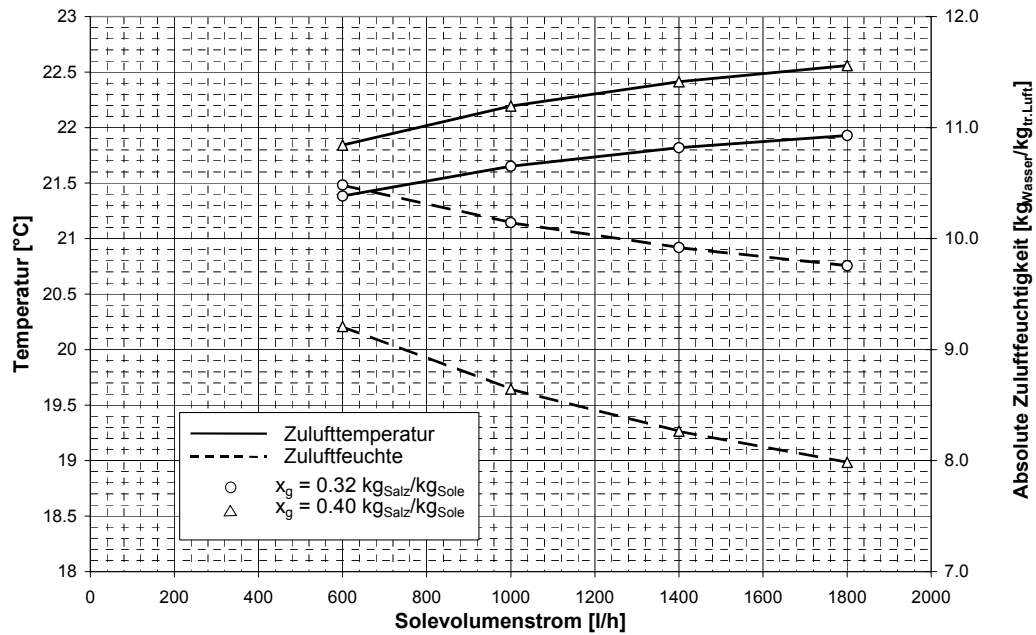


Bild 8.8: Darstellung Zulufttemperatur und der absoluten Zuluftfeuchtigkeit unter Berücksichtigung der indirekten Verdunstungskühlung und der Wärmeübertragung bei unterschiedlichen Massenkonzentrationen der wässrigen Salzlösung / $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 12 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $t_{Ab} = 26^\circ\text{C}$, $Y_{Ab} = 11 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$

Neben einer Außenlufttemperatur von $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$ und einer absoluten Außenluftfeuchtigkeit von $Y_{Au} = 12 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$ sind die Parameter $t_{Au} = 24^\circ\text{C}$ und $Y_{Au} = 14 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$ für die Auslegung einer konventionellen Klimaanlage zu berücksichtigen. Diese beschreiben bei einer um ca. $3 \text{ kJ}/\text{kg}_{tr.L.}$ geringeren spezifischen Außenluftenthalpie einen wesentlich höheren latenten Kühllastanteil und somit einen weiteren relevanten Auslegungspunkt, der die DIN 4710 [13] und die Testreferenzjahre für Deutschland als zu berücksichtigende Wetterdaten zu Grunde liegen.

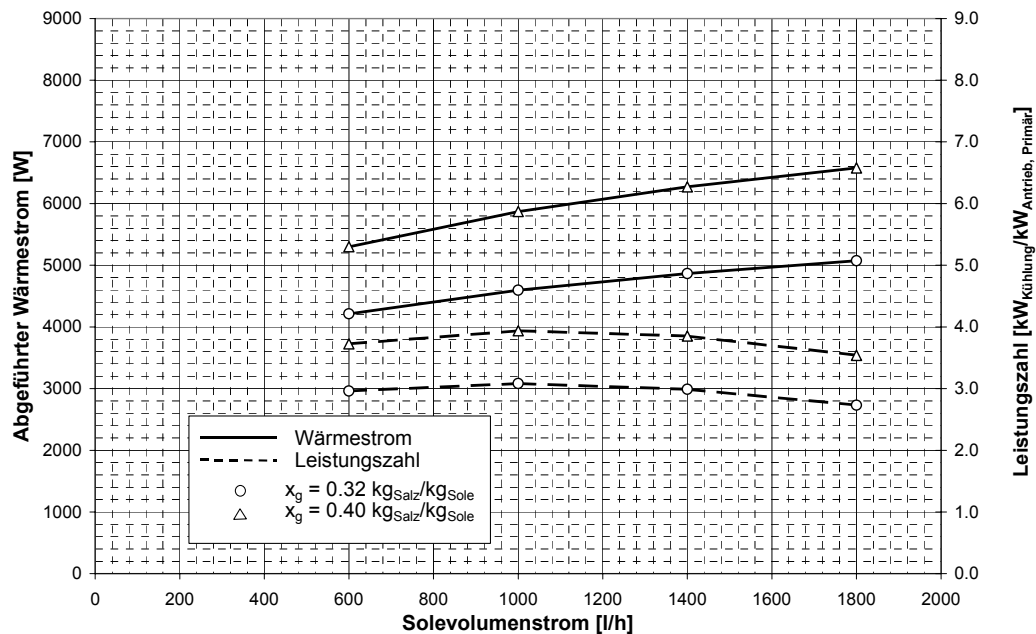


Bild 8.9: Darstellung des aus der Außenluft abgeführten Wärmestroms und der Leistungszahl der Absorption unter Berücksichtigung der indirekten Verdunstungskühlung und der Wärmeübertragung bei unterschiedlichen Massenkonzentrationen der wässrigen Salzlösung / $t_{Au} = 26^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $t_{Ab} = 22^\circ\text{C}$, $Y_{Ab} = 11 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$

Bedingt durch die geringere Außenlufttemperatur wird bei einer mit dem vorherigen Betrachtungsfall identischen absoluten Abluftfeuchte eine mit $t_{Ab} = 22^\circ\text{C}$ um 4 K geringere Ablufttemperatur angenommen. In Kombination mit einer Abluftfeuchte von $Y_{Ab} = 11 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$ stellt dies einen Grenzwert für behagliche Raumluftzustände dar [12]. Durch Kombination der indirekten Verdunstungskühlung mit der Absorption kann bei diesen Ab- und Außenluftbedingungen ein deutlich geringerer Wärmestrom abgeführt werden. Da der Aufwand für den Betrieb des Systems annähernd konstant bleibt, wird die Leistungszahl des Prozesses reduziert. Begründet werden kann dies damit, dass die Temperaturdifferenz zwischen der Feuchtkugeltemperatur der Abluft und der Eintrittstemperatur der Außenluft in die indirekte Verdunstungskühlung mit ca. 6 K wesentlich geringer ist als die Differenz von 13 K im Fall der hohen Außenlufttemperatur mit $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$.

Die in Bild 8.10 dargestellten Berechnungsergebnisse zeigen ferner, dass ein Betrieb der Absorption mit einer Konzentration der Salzlösung von $0,32 \text{ kg}_{Salz}/\text{kg}_{Lösung}$ erst bei hohen Volumenströmen möglich ist.

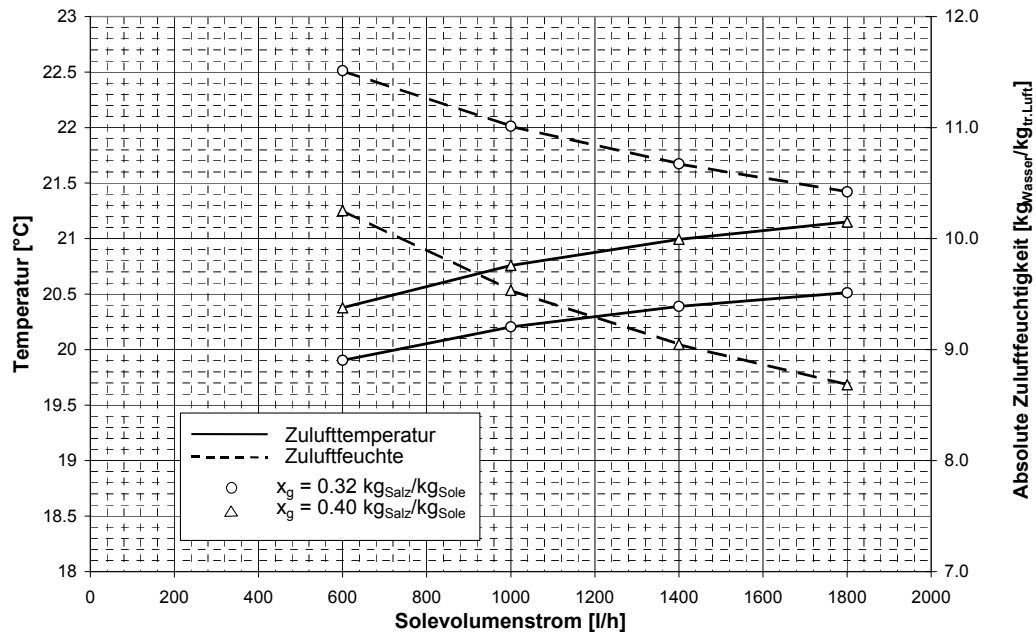


Bild 8.10: Darstellung Zulufttemperatur und der absoluten Zuluftfeuchtigkeit unter Berücksichtigung der indirekten Verdunstungskühlung und der Wärmeübertragung bei unterschiedlichen Massenkonzentrationen der wässrigen Salzlösung / $t_{Au} = 26^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $t_{Ab} = 22^\circ\text{C}$, $Y_{Ab} = 11 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$

Die angewendete Berechnungsmethode beinhaltet eine iterative Bestimmung der Eintrittstemperaturen der wässrigen Salzlösung und der Eintrittstemperatur des Wassers in die indirekte Verdunstungskühlung. Bei Betrachtung der in Bild 8.7 und Bild 8.8 dargestellten Kurvenverläufe kann gefolgert werden, dass die Raumlast bei konstanten Abluftbedingungen als variabel angenommen wurde. Da dies in der Realität nicht der Fall ist, müsste entweder eine Regelung auf konstante Zuluftparameter betrachtet werden oder die Abluftparameter und die daraus resultierenden Lasten iterativ bestimmt werden. Diese Betrachtung wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen und kann ein Arbeitspunkt weiterer theoretischer und praktischer Untersuchungen sein.

Eine Betrachtung der Zustandsänderungen der feuchten Luft im h,e,Y -Diagramm zeigt die für unterschiedliche Luftbehandlungsprozesse aufzuwendende spezifische Exergie. Nachfolgend soll nur der Fall der Luftentfeuchtung betrachtet werden. Dazu wird der sorptive Prozess der Absorption mit der Entfeuchtung durch einen Oberflächenkühler verglichen. Dabei wurde für die Absorption eine isotherme Entfeuchtung unterstellt. Die Kondensation des Wassers an dem Oberflächenkühler soll in dem Beispiel erst nach Abkühlung auf die Taupunkttemperatur erfolgen. In Bild 8.11 ist deutlich zu erkennen, dass durch den Absorptionsprozess ein direkterer Weg zu dem gewünschten Zuluftzustand von $t_{Zu} = 20^\circ\text{C}$ und $Y_{Zu} = 9 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$ als durch die Kondensation durchgeführt werden kann.

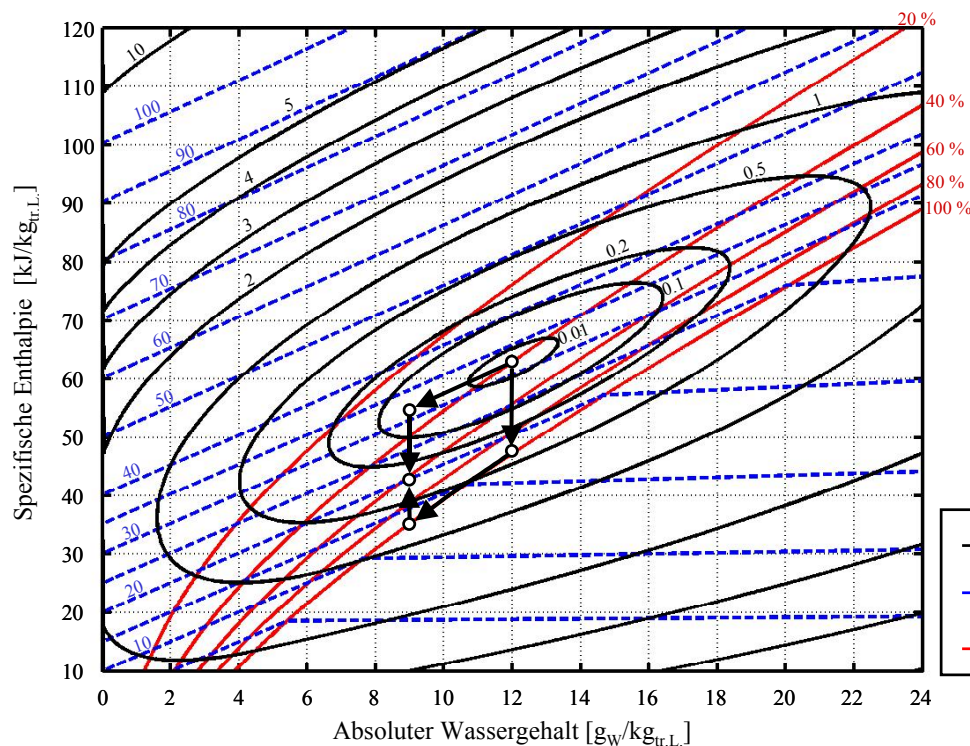


Bild 8.11: Vergleich der Zustandsänderung der feuchten Luft bei Durchführung eines Absorptions- und eines konventionellen Entfeuchtungsprozesses durch Taupunktunterschreitung im h, e, Y -Diagramm / $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 12\text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$

Eine exergetische Beurteilung kann jedoch erst nach Berücksichtigung des exergetischen Aufwands der einzelnen Luftbehandlungsprozesse erfolgen. Der Nutzen wird durch die Parameter der feuchten Luft im zu klimatisierenden Raum klar definiert. Ohne Berücksichtigung latenter und sensibler Lasten kann dieser Zustand mit einem im Vorfeld definierten Zuluftzustand gleichgesetzt werden.

8.3.2 Energetische und exergetische Analyse der Regeneration unter stationären Bedingungen

Wird die Regeneration der wässrigen Salzlösung für sich allein betrachtet, so ist nicht sofort ersichtlich, was als Nutzen des Regenerationsprozesses zu definieren ist. Es ist nicht wie im Fall der Außenluftkonditionierung ein erforderlicher Zuluftzustand durch die Absorption und die Verdunstungskühlung zu erreichen. Vielmehr ist es das Ziel, möglichst energetisch günstig und möglichst schnell die abkonzentrierte Lösung wieder aufzukonzentrieren und somit die wässrige Salzlösung wieder der Absorption zur Verfügung zu stellen. Als Nutzen muss demnach der an den Regenerationsluftstrom übertragene latente Wärmestrom betrachtet werden. Dieser kann durch Gleichung 8.31 berechnet werden.

$$\dot{Q}_{latent} = \dot{m}_{Wasser} \cdot r_0 \quad (8.31)$$

Als Aufwand ist im Gegensatz zur Absorption zusätzlich der Heizwärmestrom zur Erwärmung der wässrigen Salzlösung zu berücksichtigen.

$$\frac{1}{\eta_H} \cdot \dot{Q}_H + \frac{1}{\eta_{el}} \cdot \sum P_{el} = \frac{1}{\eta_H} \cdot \dot{Q}_H + \frac{1}{\eta_{el}} \cdot (P_{Ventilator} + P_{Heizkreis} + P_{Pumpe, Regeneration}) \quad (8.32)$$

Gleichung 8.32 berücksichtigt dabei die Bereitstellung des Heizwärmestroms über konventionelle Heiztechnik. Wird die Heizwärme über thermische Solarenergie, Fernwärme, Blockheizkraftwerke etc. zur Verfügung gestellt, sind entsprechende Modifikationen in der Funktion vorzunehmen. Der Wirkungsgrad der Heizwärmebereitstellung wird im weiteren mit $\eta_H = 0,9$, der Wirkungsgrad der elektrischen Stromerzeugung analog zur Absorption angenommen.

Im Fall der Regeneration wird der Massenstrom der wässrigen Salzlösung nicht variiert. Dies hat zur Folge, dass der Wärmeübertrager zur Berechnung des COP im Gegensatz zur Absorption nicht weiter betrachtet werden muss.

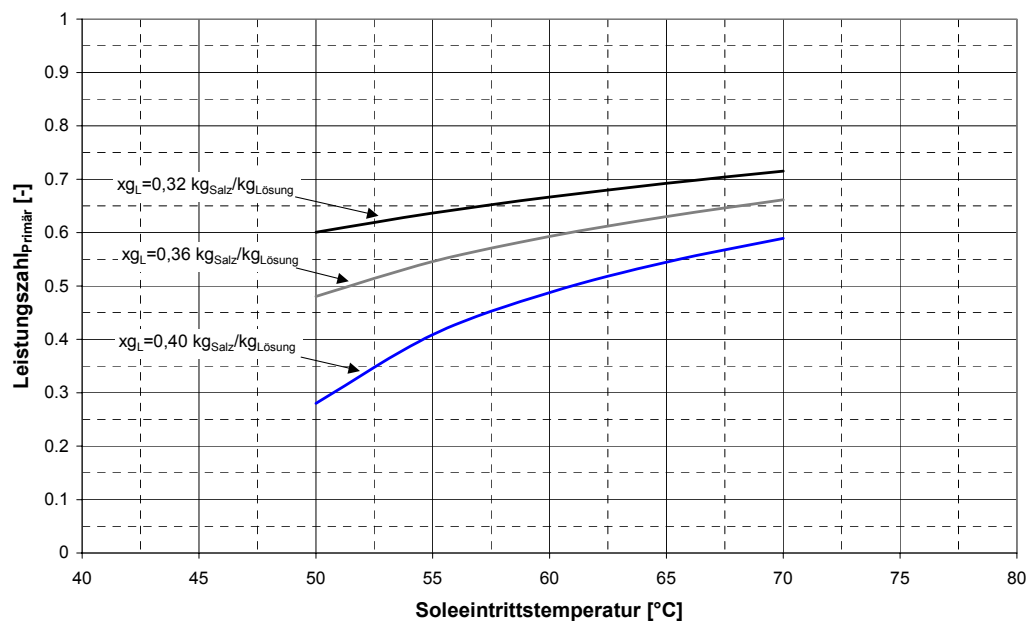


Bild 8.12: Darstellung der Leistungszahl der Regeneration unter Berücksichtigung der Soleeintrittstemperatur

Aus Bild 8.12 ist ersichtlich, dass eine große Abhängigkeit der Leistungszahlen der Regeneration von der Massenkonzentration und der Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung in den Apparat vorhanden ist. Verdünnte Lösungen und hohe Soleeintrittstemperaturen führen zu hohen Leistungszahlen. Die Reduktion der Leistungszahl durch eine Erhöhung der

Massenkonzentration ist durch die Desorption an sich gegeben und kann nicht verhindert werden. Eine allgemeine Möglichkeit die Leistungszahl zu erhöhen ist den Betrag der erforderlichen Heizwärme zu reduzieren. Betrachtet man die rechnerisch ermittelte Ablufttemperatur und die Darstellung der Zustandsänderung der feuchten Luft im h_e, Y -Diagramm, ist zu erkennen, dass die Fortlufttemperatur ein Potential zur Wärmerückgewinnung aufweist.

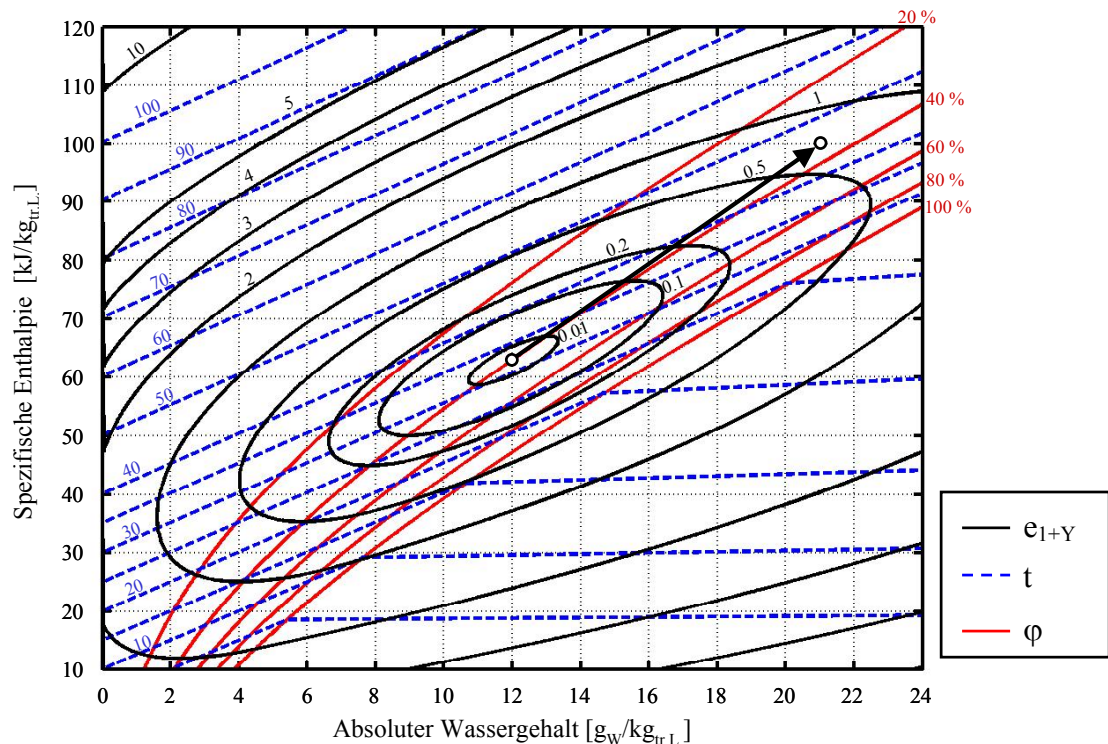


Bild 8.13: Darstellung der Zustandsänderung der feuchten Luft während eines Regenerationsprozesses im h_e, Y -Diagramm / $t_{L, Ein} = 70^\circ\text{C}$, $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 12^\circ\text{g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$, $\dot{m}_{tr.L.} = 300 \text{ kg}_{tr.L.}/\text{h}$

Durch eine nachgeschaltete Wärmerückgewinnung kann die Ablufttemperatur deutlich reduziert und der Prozess energetisch wesentlich verbessert werden. Durch die erfolgende Vorwärmung der Regenerationsluft durch die Regenerationsabluft wird nicht nur der sensible Wärmeverlust an die Umgebung verringert, sondern die mittlere Temperatur der wässrigen Salzlösung im Apparat erhöht und somit die Leistungsfähigkeit des Stoffaustauschapparates gesteigert. Der zusätzliche Aufwand durch die Wärmerückgewinnung ist durch die zusätzlich erforderlichen Antriebsleistungen für die luftseitige Durchströmung bedingt. Dieser Betrag erhöht sich, je nach eingesetztem Wärmerückgewinnungsprinzip um die Antriebsleistung für die Förderung eines weiteren Wärmeträgers. Die Optimierungsmöglichkeit durch den Einsatz einer Wärmerückgewinnung wird in Kapitel 9.2 eingehender betrachtet.

Erfolgt die Bereitstellung des zur Regeneration erforderlichen Heizwärmestroms durch thermische Solarenergie, wird diese bei der Berechnung der auf die eingesetzte Primärenergie bezogenen Leistungszahl nicht berücksichtigt. Es sind dann nur noch die Antriebsenergien der Motoren zu betrachten. Die resultierenden Leistungszahlen sind in Bild 8.14 dargestellt.

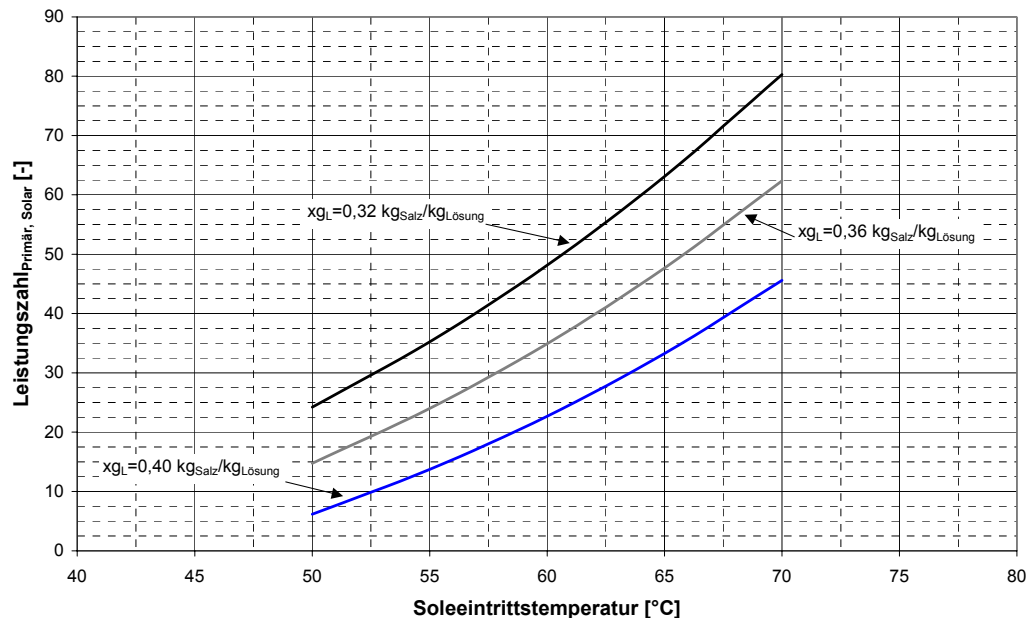


Bild 8.14: Darstellung der auf die Primärenergie bezogene Leistungszahl der Regeneration unter Berücksichtigung der Soleeintrittstemperatur bei Bereitstellung der Heizenergie durch Solarenergie

8.3.3 Energetische und exergetische Analyse des Gesamtprozesses

Durch die energetische und exergetische Analyse der beiden Stoffaustauschapparate unter stationären Bedingungen nach Kapitel 8.3.1 und 8.3.2 kann noch keine Aussage über die Charakteristik des Gesamtsystems für eine Entfeuchtungsperiode getroffen werden. Vielmehr zeigen die im Vorfeld durchgeführten Berechnungen Verbesserungsmöglichkeiten der Einzelprozesse auf, die in Kapitel 9 behandelt werden.

Für eine energetische und exergetische Analyse muss die in Kapitel 7.4 erfolgte Simulation der Gesamtanlage für einen repräsentativen Zeitraum durchgeführt werden. Dabei wurde im Gegensatz zu Kapitel 7.4 ein Betrachtungszeitraum vom 1. bis zum 31. Juli gewählt. Alle zur Beurteilung erforderlichen Zustände können darin berücksichtigt werden.

Die Bilanzierung erfolgt durch die Integration des zum Betrieb erforderlichen und zeitlich variablen elektrischen Leistungsbedarfs der Pumpen und Ventilatoren und der auftretenden Wärmeströme. Die zur Regeneration erforderliche Heizwärme stellt einen zentralen Punkt dieser

Beurteilung dar. Im Fall der kontinuierlichen Regeneration ist eine erforderliche Nacherwärmung des zur Verfügung stehenden Heißwassers zu erwarten, da eine Speicherung der Solarenergie nur bedingt möglich ist. Die Nacherwärmung wurde für beide Betriebsarten in der Simulation regelungstechnisch so nachgebildet, dass sie nur einsetzt, wenn die Temperatur im Solarenergiespeicher geringer als 65°C ist und die im Speicher der konzentrierten Lösung vorhandene Masse zu einer kompletten Füllung des Absorbers nicht ausreicht. Bei Einsetzen der Nacherwärmung wird eine konstante Wassereintrittstemperatur in den Wärmeübertrager des Regeneratorkreislaufs von 75°C eingestellt. Dies führt in Abhängigkeit von der Temperatur des Solarenergiespeichers zu einer Erwärmung des Speichers durch den Wasserrücklauf aus dem Wärmeübertrager. Der Wirkungsgrad der Heizwärmebereitstellung wurde in Anlehnung an das vorherige Kapitel mit $\eta_H = 0,9$ berücksichtigt. Nachfolgend werden die Auswertungen der beiden untersuchten Betriebsarten direkt miteinander verglichen. Dabei werden die Werte der kontinuierlichen Betriebsweise und die Globalstrahlung mit Hilfe der rechten Ordinate des Diagramms dargestellt. Die auf dem diskontinuierlichen Betrieb basierenden Werte beziehen sich auf die linke Ordinate.

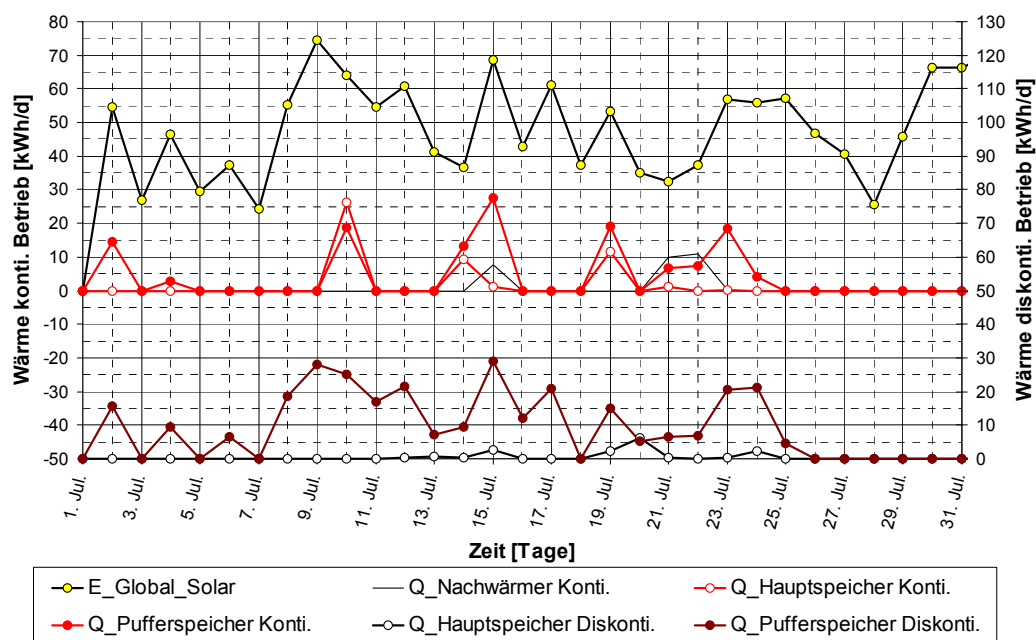


Bild 8.15: Darstellung der täglich zur Regeneration verwendeten Heizwärme / Kontinuierlicher und Diskontinuierlicher Betrieb / Betrachtungszeitraum 01. Juli bis 31. Juli

Dem Bild 8.15 kann entnommen werden, dass im Fall der kontinuierlichen Betriebsweise eine Nacherwärmung an drei Tagen erforderlich ist. Eine diskontinuierliche Betriebsführung dagegen kommt vollständig ohne Nacherwärmung aus. Durch den wesentlich gleichförmigeren und dem Solarenergieangebot bis zum 26. Juli proportionalen Verlauf der den Solarenergiespeichern

entnommenen Regenerationswärme der diskontinuierlichen Betriebsart kann gefolgert werden, dass der zu Beginn der Simulation mit verdünnter Lösung gefüllte Speicher entleert wurde, da bei einem weiterhin hohen Solarenergieangebot keine weitere Energie den Wärmespeichern entnommen wird.

Zur Bestimmung der Leistungszahl des Prozesses muss der jeweilige Zustand der Anlage betrachtet werden. Es erfolgt sowohl eine Beurteilung der reinen indirekten Verdunstungskühlung (nur sensible Wärmeabfuhr), als auch eine Beurteilung der Kopplung der indirekten Verdunstungskühlung mit der Absorption (sensible und latente Wärmeabfuhr). Bild 8.16 zeigt die tägliche Kältearbeit für die beiden möglichen Betriebsarten der Verdunstungskühlung und dem kontinuierlichen und diskontinuierlichen Betrieb. Es ist zu erkennen, dass die abgeführte Kältearbeit in einem weiten Bereich schwankt. Dieser Umstand ist darin begründet, dass die Temperaturdifferenz zwischen der minimal durch die indirekte Verdunstungskühlung zu erreichenden Feuchtkugeltemperatur der Abluft und der Außenluft das treibende Potential bildet. Da der Abluftzustand und somit die minimal zu erreichende Feuchtkugeltemperatur nur in engen Grenzen schwankt, wirkt sich eine niedrige Außenlufttemperatur bei gleichzeitig auftretenden Kühllasten im Gebäude reduzierend auf die bereitzustellende Kältearbeit aus. Der kontinuierliche und diskontinuierliche Betrieb unterscheidet sich nur gering voneinander. Dies wurde erwartet, da die Anforderungen und die meisten Randbedingungen konstant blieben. Einzig die Konzentration der konzentrierten Lösung stellte eine variable Größe dar, da zur Gewährleistung des Luftentfeuchtungsbetriebes nicht maximal konzentrierte Lösung in den Speicher der konzentrierten Lösung ausgeschoben wurde. Weiterhin wurden aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen der wässrigen Salzlösung in den Speichern unterschiedliche Startbedingungen der Absorption aufgeprägt, die sich durch die Rückkopplung durch das zu klimatisierende Gebäude ebenso auf die Verdunstungskühlung und somit wieder auf die Absorption auswirken.

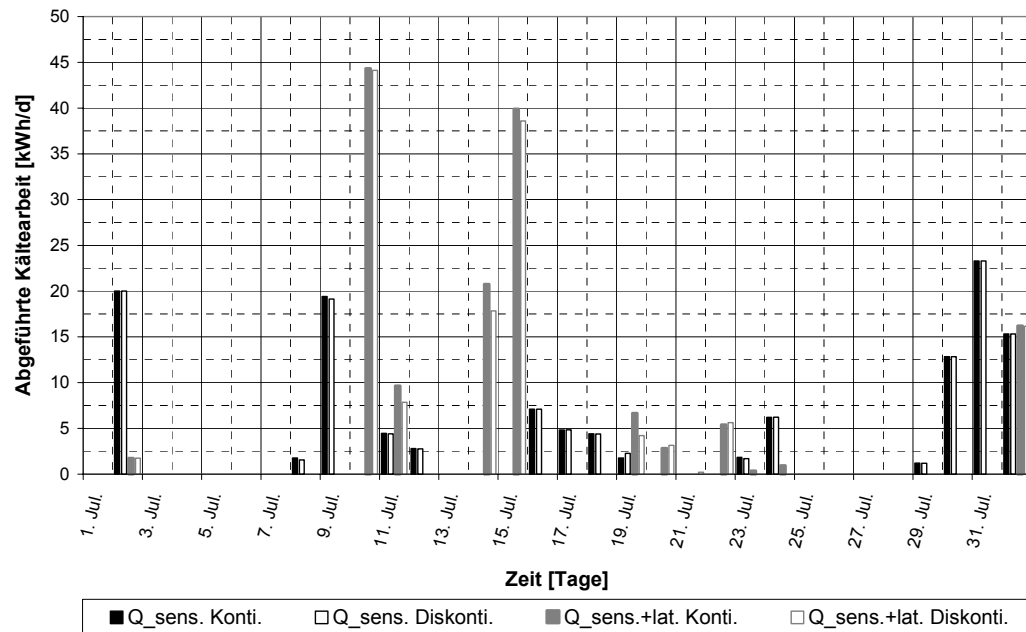


Bild 8.16: Darstellung der Aufteilung der täglichen sensiblen bzw. sensiblen und latenten Wärmeabfuhr zur Konditionierung der Zuluft / Kontinuierlicher Betrieb / Betrachtungszeitraum 01. Juli bis 31. Juli

Da der energetische Aufwand zum Betrieb der indirekten Verdunstungskühlung unabhängig vom vorhandenen Potential zur Wärmeübertragung ist, können die Zeitpunkte ermittelt werden, die keinen energetisch günstigen Betrieb der Prozesse gewährleisten. Dies kann durch die Bestimmung der in Bild 8.17 dargestellten primärenergetischen Leistungszahl erfolgen. Die geringen Diskrepanzen der beiden simulierten Betriebsarten sind auch hier wieder zu erkennen.

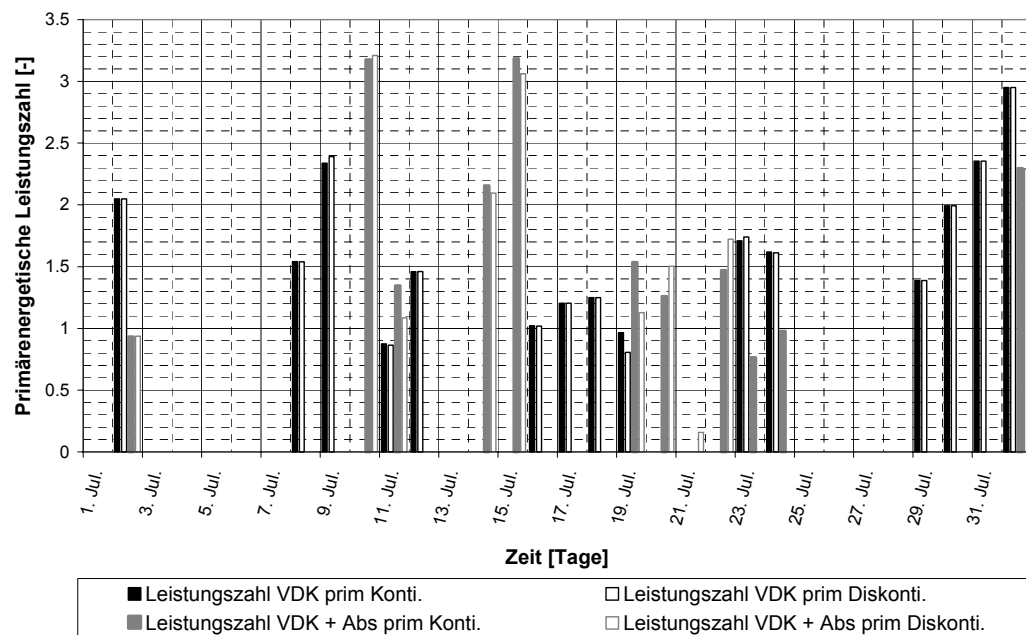


Bild 8.17: Darstellung der Leistungszahl der indirekten Verdunstungskühlung und gekoppelten Prozesses aus Verdunstungskühlung und Absorption / Kontinuierlicher Betrieb / Betrachtungszeitraum 01. Juli bis 31. Juli

Eine Leistungszahl kleiner eins bedeutet, dass weniger Kältearbeit verrichtet wird, als primärenergetisch zum Betrieb der Pumpen und Ventilatoren aufgewendet werden muss.

Durch die Darstellung der Leistungszahlen der indirekten Verdunstungskühlung und der Kombination der indirekten Verdunstungskühlung mit der Absorption kann noch keine geschlossene energetische Beurteilung erfolgen. Die für die Regeneration erforderliche Antriebsarbeit der Pumpen und Ventilatoren und der erforderliche Heizwärmestrom müssen ebenso primärenergetisch Berücksichtigung finden. Um einen Vergleich der beiden Betriebsarten zu erlauben, muss der gesamte Betrachtungszeitraum analysiert werden.

Die erfolgende Integration der Leistungen und Wärmeströme für das entsprechende Zeitintervall führt zu einer Gesamtleistungszahl der beiden Varianten. Allein die primärenergetische Berücksichtigung der Nachwärmung führt zu einer Reduktion der Leistungszahl von ca. 1,97 im diskontinuierlichen auf ca. 1,66 im kontinuierlichen Betrieb. Bei der Beurteilung diese Einbuße von 18% muss die über das notwendige hinaus erfolgende Speicherung von Energie im Fall des diskontinuierlichen Betriebs Beachtung finden. Bei Vorgabe einer geringeren Masse der verdünnten Lösung zu Beginn der Simulation im Fall der kontinuierlichen Betriebsweise wäre die Differenz der Leistungszahlen noch größer.

Dies zeigt die Wichtigkeit der richtigen Dimensionierung der thermischen Solaranlage und der Bestimmung der erforderlichen Salzmasse. Ebenso wird die Erfordernis einer Wärmerückgewinnung, insbesondere bei Verwendung geringer Salzmasse im System, offensichtlich.

9 Optimierte energetische und exergetische Auslegung des Gesamtklimasystems

Um das Gesamtsystem energetisch und exergetisch optimal auslegen zu können, sind eine Vielzahl von Möglichkeiten denkbar. Das Ziel ist es dabei, die in Kapitel 8 definierte Leistungszahl des Prozesses zu maximieren. Diese ist sowohl von der Konzeption der einzelnen Komponenten der Sorption, als auch von den Randbedingungen der Klimatisierung abhängig.

Zur Optimierung der Leistung der Stoffaustauschapparate sind insbesondere der verwendete Füllkörpertyp, die Geometrie des Apparates, das eingesetzte Verteilsystem und die Art der Abfuhr der Absorptionswärme von Bedeutung. Dabei ist die Optimierung eines Parameters in Kombination mit den weiteren Einflussfaktoren zu berücksichtigen. Dies soll bedeuten, dass z.B. bei Verwendung eines anderen Füllkörpertyps die Geometrie des Apparates zur Erlangung verbesserter Eigenschaften eventuell anders gewählt werden muss.

Wird Solarenergie zur Regeneration der wässrigen Salzlösung verwendet, so muss in erster Linie die Regelung der Temperatur der Wärmebereitstellung bezüglich der Anforderungen der Regeneration angepasst werden. Es besteht also eine direkte Verbindung zwischen Optimierung der Sorptionseinheit und der Wärmebereitstellung. Bei Einsatz konventioneller Wärmebereitstellungsverfahren wird der Einfluss wesentlich reduziert und ein Optimum kann leichter gefunden werden, da die Temperatur keinen so ausgeprägten Einfluss auf den Wirkungsgrad der Wärmebereitstellung hat.

Die Anforderungen an das Klimatisierungssystem hinsichtlich der erforderlichen Entfeuchtungsbreite bei vorgegebenem Auslegungspunkt und der täglichen Betriebsdauer der Anlage haben ebenso direkten Einfluss auf die Auslegung der Sorptionseinheit. So wird die erforderliche Entfeuchtungsbreite direkt Einfluss auf die durchströmte Länge der Füllkörperschüttung nehmen und somit großen Anteil auf den luftseitigen Druckverlust im Absorber haben.

Im folgenden wird eine Optimierung nur in Bezug auf die geometrische Auslegung von Absorber und Regenerator, die Wärmerückgewinnung im Regenerationsprozess und die Nutzung der thermischen Solarenergie zur Bereitstellung des zur Regeneration erforderlichen Wärmestroms betrachtet.

Als Basis für die Betrachtung werden die messtechnisch untersuchten Stoffaustauschapparate verwendet. Dabei werden die folgenden Randbedingungen als konstant angenommen.

- Füllkörper: Pallring PP 15

- Verteilsystem: punktuelle Aufgabe
- Luftvolumenstrom: 1200 m³/h

9.1 Geometrische Auslegung von Absorber und Regenerator

Durch die in Kapitel 5 erfolgte Modellierung des Wärme- und Stoffaustausches in Kreuzstromabsorbern und deren Validierung kann die Auslegung von Absorber und Regenerator entsprechend den Anforderungen der Stoffaustauschapparate besser erfolgen. Es können die Geometrien der Apparate in engen Grenzen verändert werden und die resultierenden Auswirkungen bestimmt werden. Dabei müssen die Grenzen des verwendeten Modells berücksichtigt werden. Ein wesentlicher Punkt bei der Beurteilung der Berechnungsergebnisse ist, dass die fluiddynamischen Eigenschaften der Stoffaustauschapparate, wie z.B. die Randgängigkeit, nicht mit in die Berechnung einfließen. Um nicht die iterative Berechnungsmethode des Kapitels 8.3.1 heranziehen zu müssen, wird die Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung in den Apparat konstant gehalten.

Als erweiterte Randbedingungen sind insbesondere die Konzentration der wässrigen Salzlösung, die minimale und maximale Berieselungsstärke und Luftgeschwindigkeit und der Abluftzustand, bei der die erforderliche Entfeuchtung gewährleistet werden soll, zu nennen. Diese sind in Tabelle 9.1 aufgeführt.

Eintrittstemperatur der Salzlösung	24°C
Außenluftbedingungen	24°C, 14 g _W /kg _{tr.L.} 32°C, 12 g _W /kg _{tr.L.}
Berieselungsstärke	5 / 20 m ³ /(m ² h)
Massenkonzentration der Salzlösung am Eintritt	0,32 kg _{Salz} /kg _{Lösung} 0,40 kg _{Salz} /kg _{Lösung}
Luftgeschwindigkeit am Eintritt	1,0 / 1,5 / 2,0 m/s

Tabelle 9.1: Erweiterte Randbedingungen der Absorption

Die Ergebnisse der numerischen Berechnung erlauben eine Darstellung der Zustände der feuchten Luft und der wässrigen Salzlösung für jede Zelle des betrachteten Gebiets. Als Berechnungsergebnisse können die Temperaturen der wässrigen Salzlösung, der feuchten Luft und der absolute Wassergehalt im Apparat verwendet werden. Durch die Darstellung der Linien konstanten Betrags kann eine qualitative Beurteilung der Stoff- und Wärmeübertragung erfolgen. Als entscheidendes Kriterium für den Erfolg der Absorption wird die erreichte Zuluftfeuchte herangezogen. Die Profile der absoluten Luftfeuchtigkeit bei unterschiedlichen

Luft Eintrittsgeschwindigkeiten und Konzentrationen der wässrigen Salzlösung von $x_{g,L} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ und $x_{g,L} = 0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$ sind in Bild 9.1 und Bild 9.2 dargestellt. Die Berieselungsstärke am Kopf der Schüttung wurde dabei mit $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ angesetzt.

Darstellung der Verteilung der absoluten Luftfeuchtigkeit im Absorber für unterschiedliche Packungshöhen

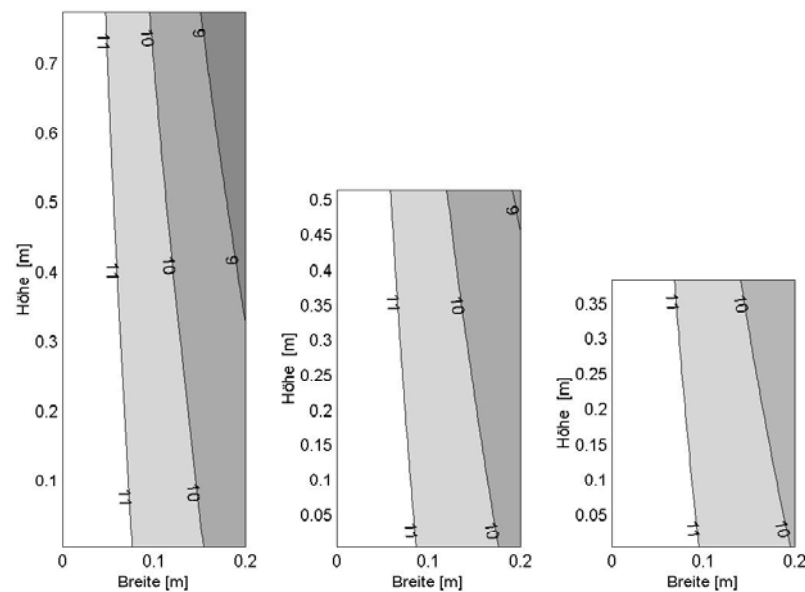


Bild 9.1: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{g,L} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

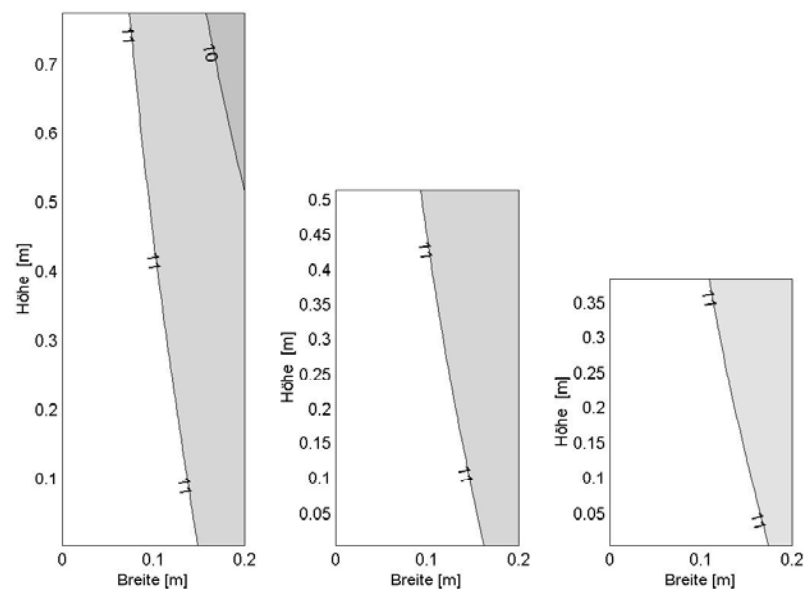


Bild 9.2: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{g,L} = 0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

Es ist zu erkennen, dass durch die Reduktion der Konzentration der wässrigen Salzlösung am Eintritt in den Absorber die Austrittsfeuchte deutlich zunimmt. Die Verkleinerung der Höhe des Absorbers bei konstantem Luftvolumenstrom führt ebenso zu einer Steigerung der Luftaustrittsfeuchte.

Wird die Berieselungsstärke von $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ auf $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ erhöht, kann ein deutlicher Einfluss auf das Profil der absoluten Luftfeuchtigkeit ausgemacht werden (Bild 9.3, Bild 9.4). Es sei an dieser Stelle noch einmal daran erinnert, dass die hier vorgestellten Berechnungsergebnisse auf einer zweidimensionalen Betrachtung des Apparates basieren. Dies begründet sich durch die Ergebnisse der dreidimensionalen Betrachtung der Ab- und Desorption des Kapitels 5, da die zu erwartende Unterschiede bei den hier angesetzten Geometrien gering sind. Die bei der Berechnung mit dem dreidimensionalen Modell berücksichtigte punktförmige Aufgabe der wässrigen Salzlösung auf die Füllkörper führt im Kopf der Schüttung zu größeren Gradienten als die zweidimensionale Berechnung (s. Bild 5.7).

Entscheidend für den übertragbaren Wassermassenstrom ist das Stoffaustauschpotential im Stoffaustauschapparat.

Darstellung der Verteilung der absoluten Luftfeuchtigkeit im Absorber für unterschiedliche Packungshöhen

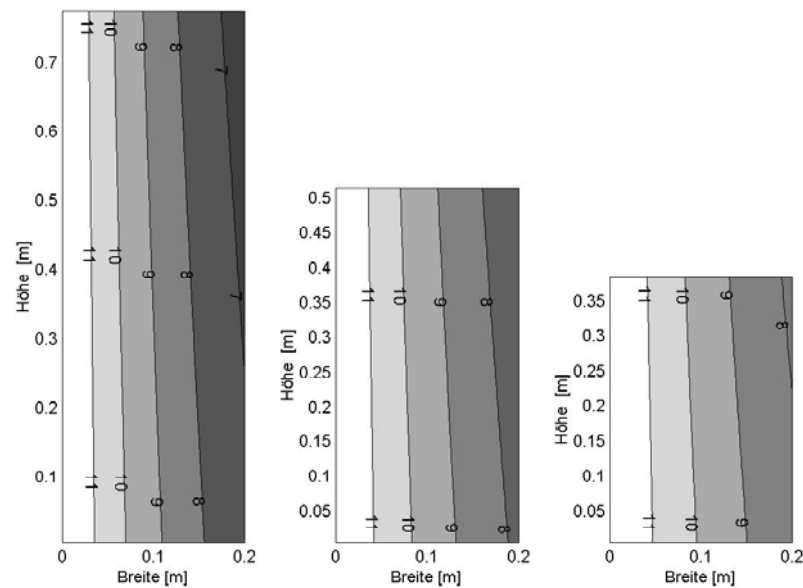


Bild 9.3: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{Au} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$
 $t_{Sole, \text{Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{gL} = 0,4 \text{ kg}_{Salz}/\text{kg}_{Lösung}$

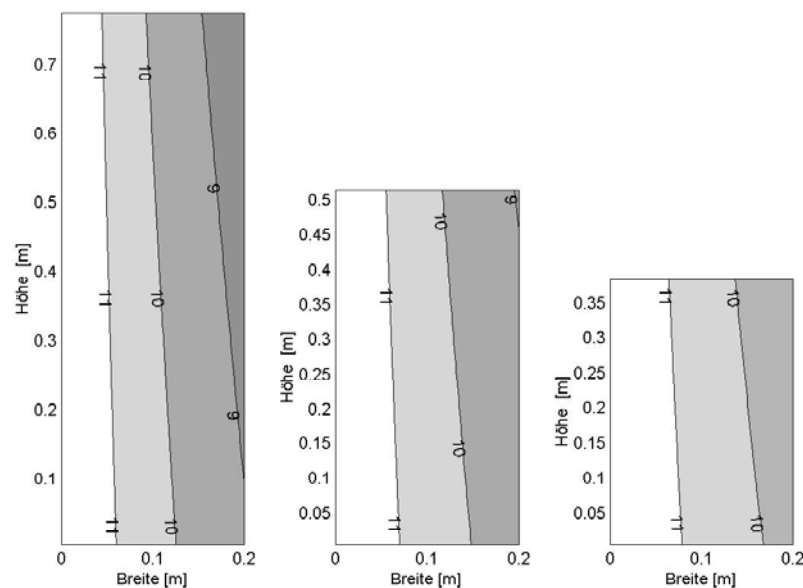


Bild 9.4: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{Au} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$
 $t_{Sole, \text{Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{gL} = 0,32 \text{ kg}_{Salz}/\text{kg}_{Lösung}$

Es kann entsprechend der Partialdruckdifferenz durch die Differenz der absoluten Luftfeuchten zu dem von Soletemperatur und Solekonzentration abhängigen Gleichgewichtspartialdruck der Lösung ausgedrückt werden. In Bild 9.5 bis Bild 9.6 sind die Profile des Stoffaustauschpotentials für die in Bild 9.1 bis Bild 9.4 verwendeten

Randbedingungen dargestellt. Die Höhe der Packung wurde bei konstanter Tiefe der Packung entsprechend der gewünschten mittleren Luftentrittsgeschwindigkeit variiert.

Darstellung der Verteilung des Stoffaustauschpotentials im Absorber für unterschiedliche Packungshöhen

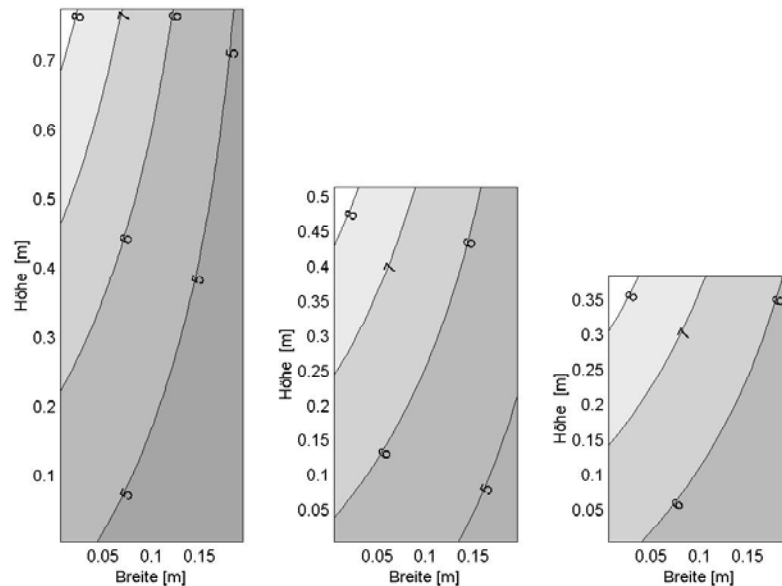


Bild 9.5: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

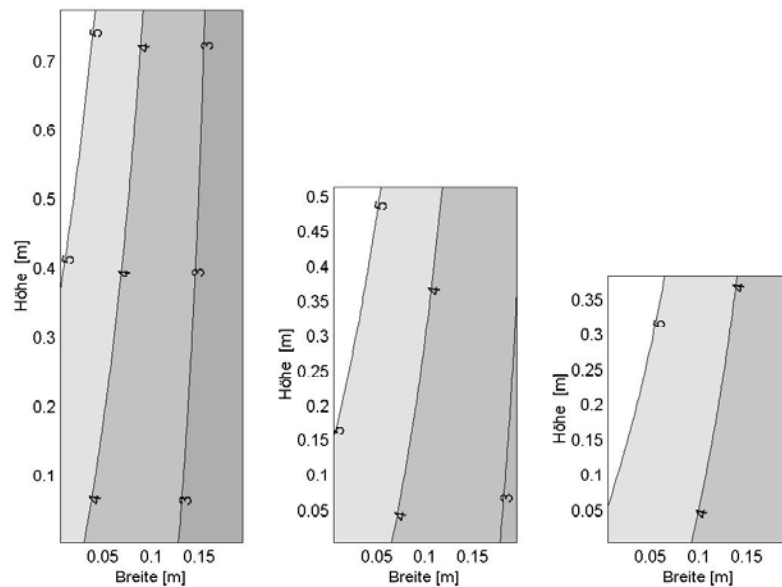


Bild 9.6: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

Es ist ersichtlich, dass sich die von der reinen Wärmeübertragung bei Phasenführung im Kreuzstrom bekannten Temperaturprofile wiederfinden lassen. Entsprechend der Kombination von Stoff- und Wärmeübertragung findet sich im vorliegenden Fall jedoch der Einfluss der absoluten Luftfeuchtigkeit wieder.

In erster Linie liegt die Erhöhung des Stoffaustauschpotentials durch die Steigerung des Solemassenstroms an einer Reduktion der mittleren Temperatur der wässrigen Salzlösung. Die Verteilung der berechneten Temperatur der wässrigen Salzlösung im Apparat wird durch Bild 9.7 und Bild 9.8 dargestellt. Durch die Erhöhung der Berieselungsstärke wird die mittlere Temperatur der Sole deutlich niedriger gehalten.

Darstellung der Verteilung des Temperatur der wässrigen Salzlösung im Absorber für unterschiedliche Packungshöhen

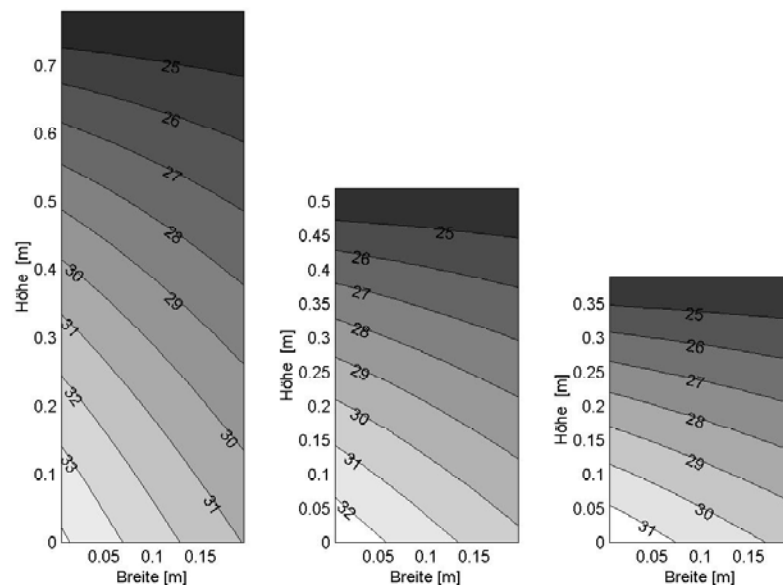


Bild 9.7: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{Au} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{gL} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

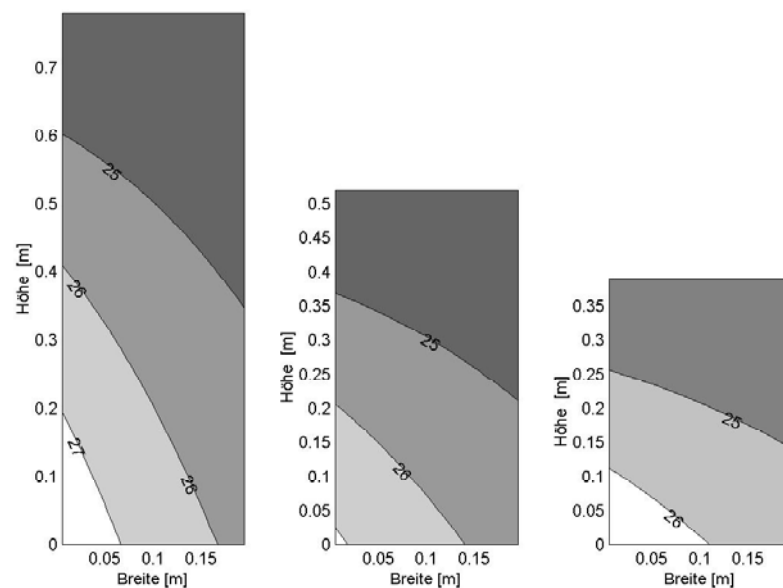


Bild 9.8: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{Au} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{Au} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{gL} = 0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

Als letzter die Absorption beschreibender Parameter wird die Lufttemperatur in Bild 9.9 und Bild 9.10 dargestellt. Die Parameter Lufteintrittstemperatur, Soleeintrittstemperatur, Solekonzentration, Lufteintrittsfeuchte, Berieselungsstärke und die Luftgeschwindigkeit sind entscheidend dafür, ob die Entfeuchtung mit einer Erhöhung, Erniedrigung oder einer isothermen Zustandsänderung einhergeht.

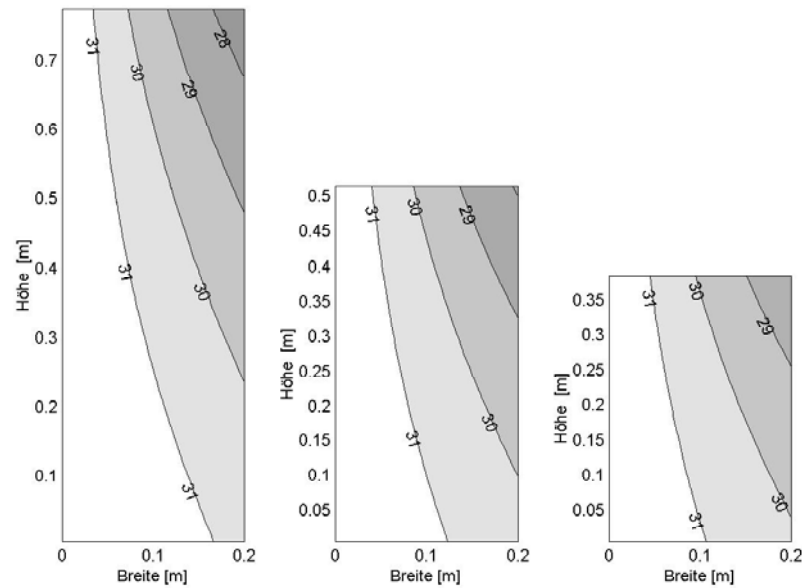
Darstellung der Verteilung der Lufttemperatur im Absorber für unterschiedliche Packungshöhen

Bild 9.9: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

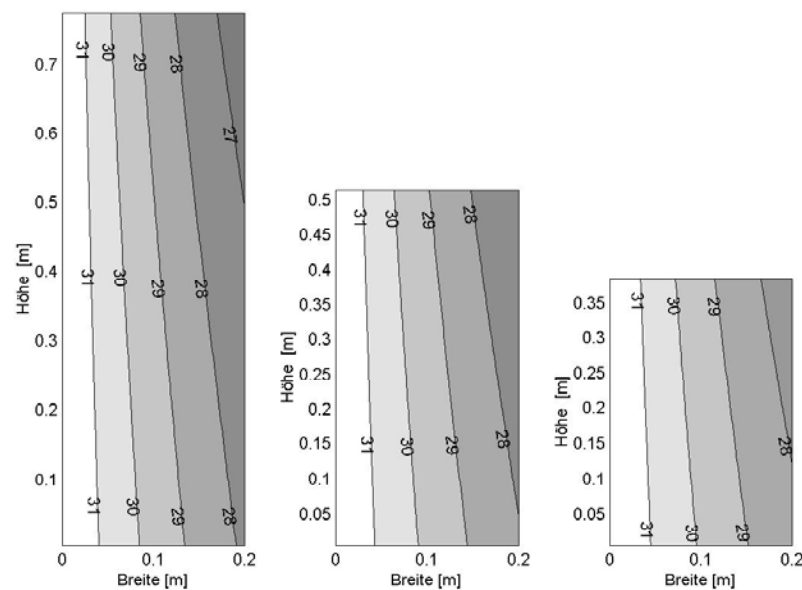


Bild 9.10: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 24^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,32 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

Um quantitative Aussagen bezüglich der unterschiedlichen Absorbergeometrien treffen zu können, wurde für die reine Absorption nicht der energetische Nutzen über die Enthalpiestromdifferenz definiert. Würde dies so erfolgen, hätte eine annähernd isenthalpe Entfeuchtung keinen direkten Nutzen, was entsprechend dem übertragenen Wassermassenstrom nicht richtig ist. Es müsste der Prozess der Wärmeabfuhr über das gekoppelte System mit

betrachtet werden. Besser ist es daher die Kondensationswärme des absorbierten Wassers als Nutzen zu definieren.

Die von der variablen Absorbergeometrie direkt (Höhe) bzw. indirekt (Luftgeschwindigkeit) abhängigen Größen müssen bei der Berechnung des energetischen Aufwands berücksichtigt werden. In Bild 9.11 ist diese Leistungszahl in Abhängigkeit von der Berieselungsstärke, der Massenkonzentration und der Höhe des Apparates dargestellt. Der wesentlich günstigere Betrieb mit konzentrierter Lösung ist direkt ersichtlich. Es wird durch die höhere Partialdruckdifferenz bei nahezu gleichem energetischen Aufwand wie im Fall der verdünnten Lösung wesentlich mehr Wasser absorbiert. Als zweites kann dem Diagramm entnommen werden, dass die Vergrößerung der Höhe des Absorber anscheinend eine gute Möglichkeit darstellt den Prozess zu optimieren.

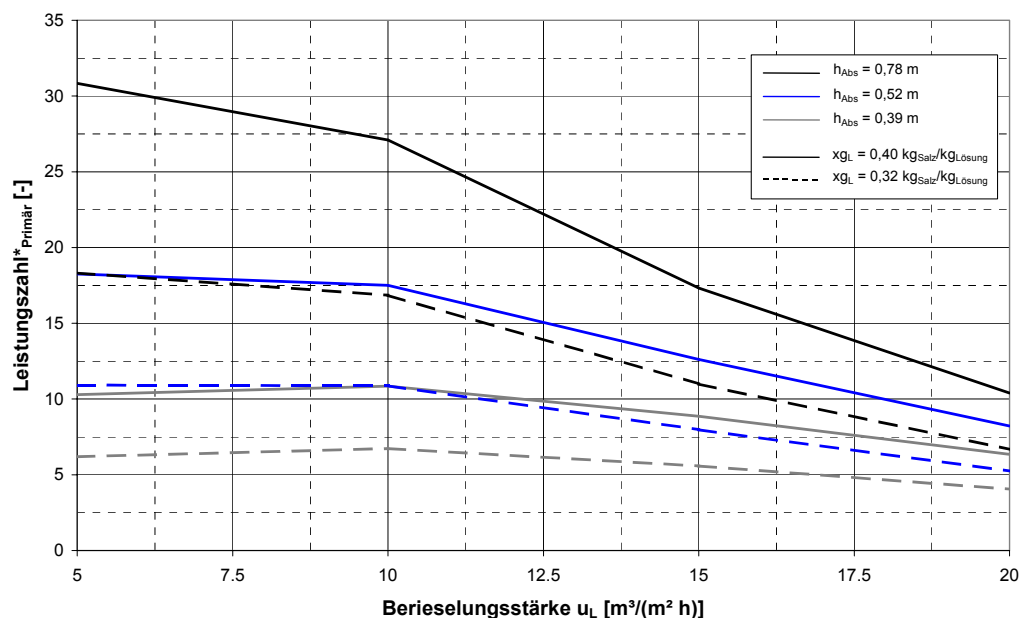


Bild 9.11: Darstellung der auf die Primärenergie bezogenen Leistungszahl der Absorption bei unterschiedlichen Absorberhöhen und konstanten Luftvolumenstrom

Um eine Erklärung zu finden sind die erforderlichen Antriebsenergien der Pumpe und des Ventilators zu betrachten. Als zusätzlich aufzuwendende Arbeit bei Steigerung der Höhe sind nur der größere von der Pumpe aufzubringende statische Druck und die weiteren Rohrreibungsverluste zu berücksichtigen. Um geringe Strömungsverluste zu gewährleisten sollte der Durchmesser der Rohre so gewählt werden, dass die Strömung der Sole laminar ist. Luftseitig bewirkt die Vergrößerung der Anströmfläche eine Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,0 m/s über 1,5 m/s auf 1,0 m/s. Betrachtet man die Proportionalitäten der Druckverluste, so kann gefolgert werden, dass sich ein Minimum der

Summe der Antriebsenergie von Ventilator und Pumpe in Abhängigkeit von der Höhe bestimmen lassen muss.

Für die Seite der Luft gilt bei einer Änderung der Höhe z :

$$\begin{aligned} \Delta p_v &\sim w^2 \quad \text{und} \quad \dot{V}_{Au} = \text{const.} \\ \Delta p_v &\sim \frac{1}{z^2} \end{aligned} \quad (9.1)$$

Für den Druckverlust zur Förderung der wässrigen Salzlösung gilt in erster Näherung:

$$\Delta p_p \sim z \quad \text{und} \quad \dot{V}_L = \text{const.} \quad (9.2)$$

Durch Berechnung der Summe der beiden Antriebsleistungen kann dann bei Berücksichtigung aller relevanter Parameter Bild 9.12 erstellt werden. Darin sind für zwei unterschiedliche Solevolumenströme bei konstantem Luftvolumenstrom die Summenkurven der Gesamtleistung aufgetragen. Alle erforderlichen Parameter mit Ausnahme der Apparatehöhe wurden für die Berechnung entsprechend der messtechnisch untersuchten Anlage berücksichtigt.

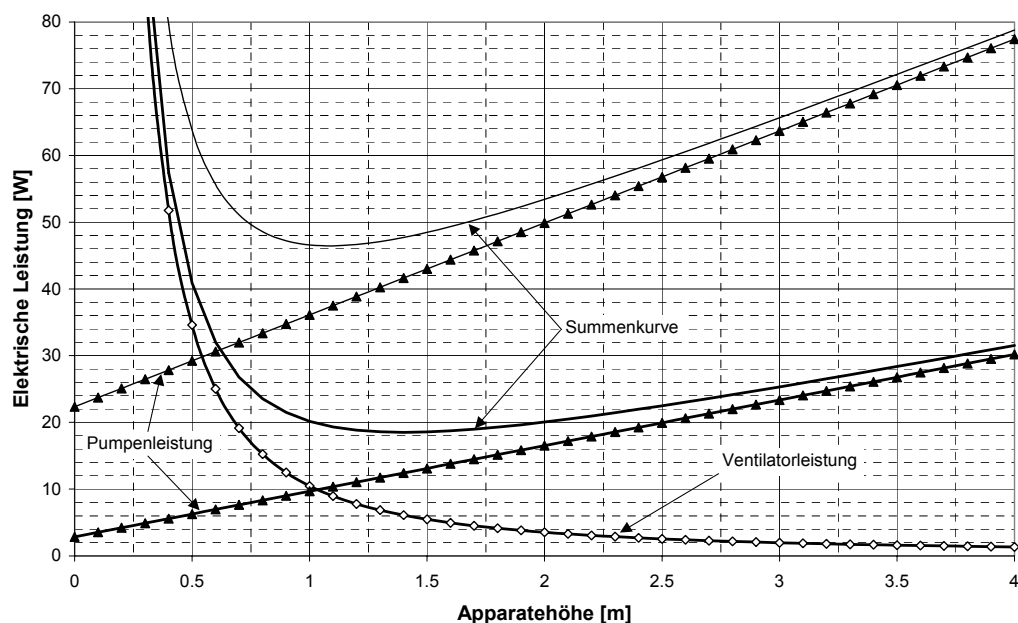


Bild 9.12: Darstellung der erforderlichen elektrischen Antriebsleistung von Ventilator und Pumpe in Abhängigkeit von der Apparatehöhe

Das Minimum der elektrischen Antriebsleistung liegt für die beiden Solevolumenströme (500 l/h; 1000 l/h) zwischen 1,1 und 1,4 m.. Wichtige Größen der Berechnung waren die Wirkungsgrade des Ventilators und der Pumpe. Für den in Bild 9.12 dargestellten Verlauf wurde ein Ventilatorwirkungsgrad von $\eta_v = 0,55$ und ein Pumpenwirkungsgrad von $\eta_p = 0,25$

verwendet. Eine Steigerung des Ventilatorwirkungsgrades verschiebt das berechnete Optimum zu niedrigeren Höhen. Eine Steigerung des Pumpenwirkungsgrades wirkt sich erhöhend aus.

Eine Vergrößerung der Apparethöhe ist jedoch aus verfahrenstechnischer Sicht nur dann sinnvoll, wenn das Prozessziel weiterhin erreicht wird. In Bild 9.13 sind die erreichten absoluten Luftfeuchtigkeiten für den beschriebenen Fall dargestellt.

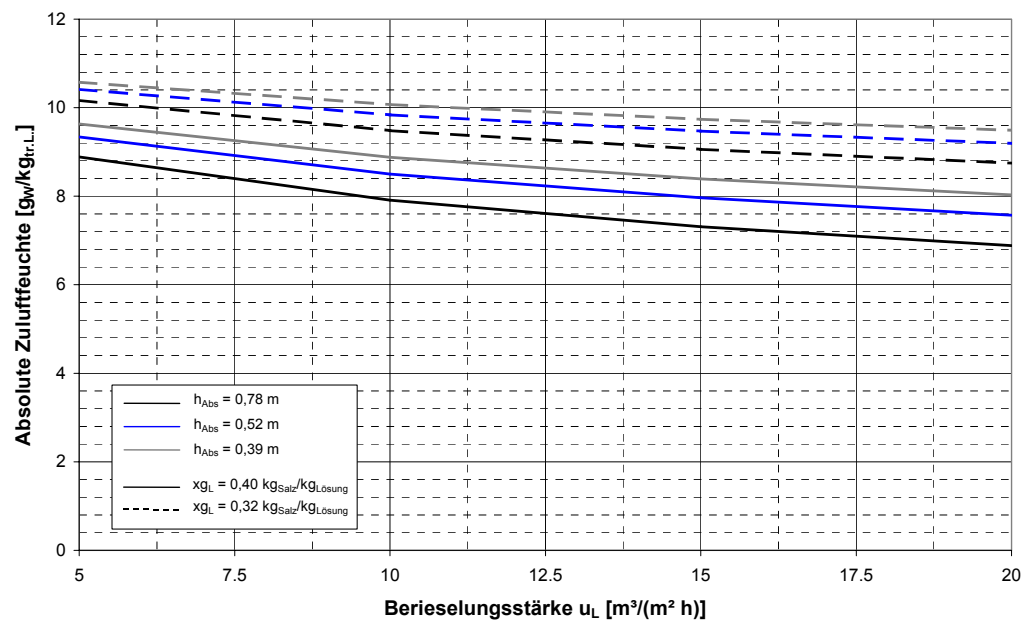


Bild 9.13: Darstellung der berechneten absoluten Luftfeuchtigkeit hinter dem Absorber in Abhängigkeit von der Höhe der Füllkörperpackung

Bei Steigerung der Apparethöhe kann auch hier eine Verbesserung der Entfeuchtungsleistung festgestellt werden. Inwieweit dies in die Realität umgesetzt werden kann ist durch Versuche festzustellen, da die größere Randgängigkeit der Sole sowie die schwieriger herzustellende gleichmäßige Verteilung der Luft bei Steigerung der Apparethöhe beachtet werden muss.

Auslegung des Regenerators

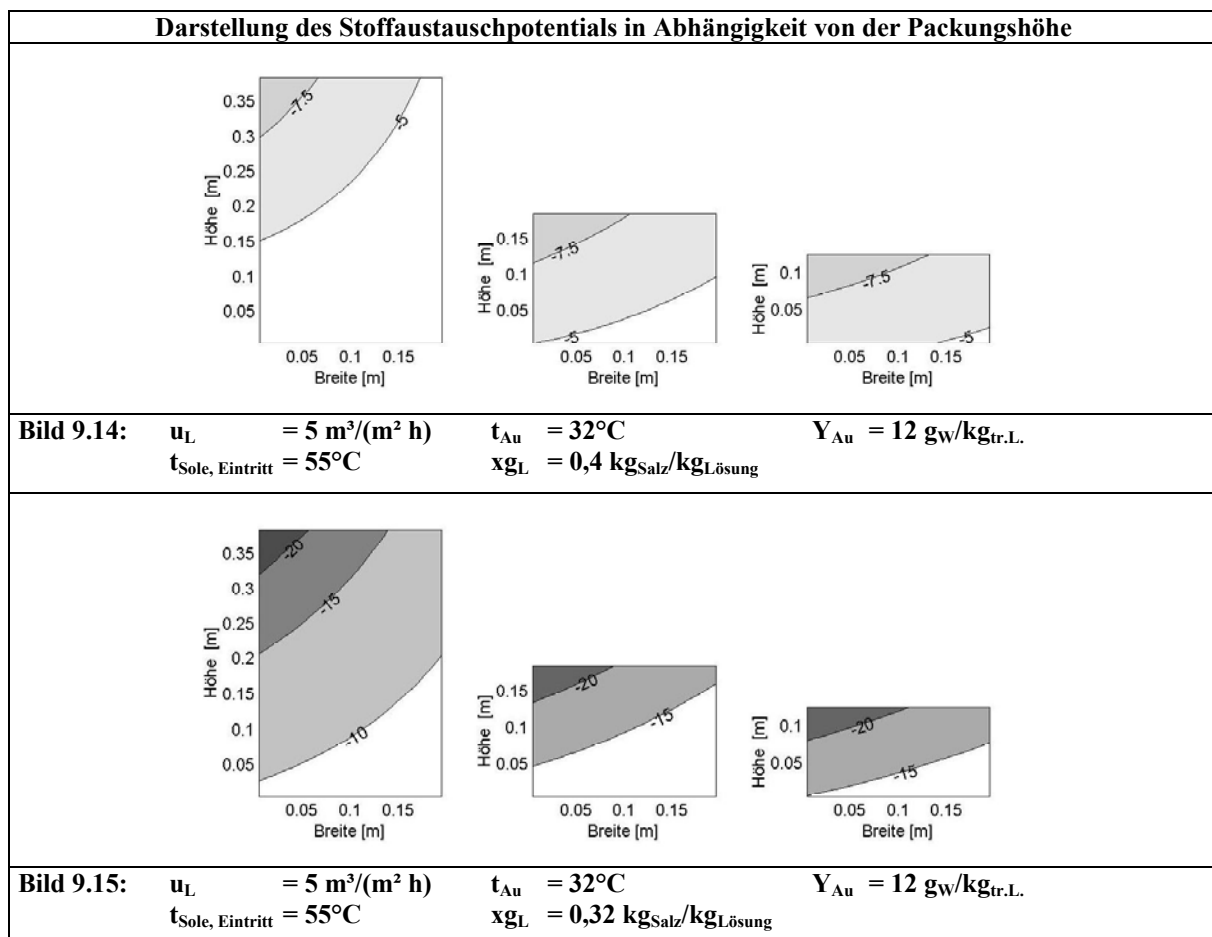
Für die Optimierung des Regenerators sind der Optimierung des Absorbers äquivalente Randbedingungen zu nennen. Ein wesentlicher Unterschied besteht in der nicht erforderlichen Einhaltung einer Mindest-Auffeuchtungsbreite als Äquivalent zur Entfeuchtungsbreite des Absorbers. Ziel muss es sein, die notwendige Regenerationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Salzlösungsmasse im Speicher der aufkonzentrierten Lösung zu erreichen. Im Grenzfall der quasi kontinuierlichen Regeneration heißt dies, dass die Regeneration schneller durchgeführt werden muss als die Absorption oder aber nicht auf die vorgegebene Konzentration konzentriert werden kann.

Zur Analyse des Einflusses der Geometrie des Regenerators wurden die in Tabelle 9.2 aufgeführten Randbedingungen definiert.

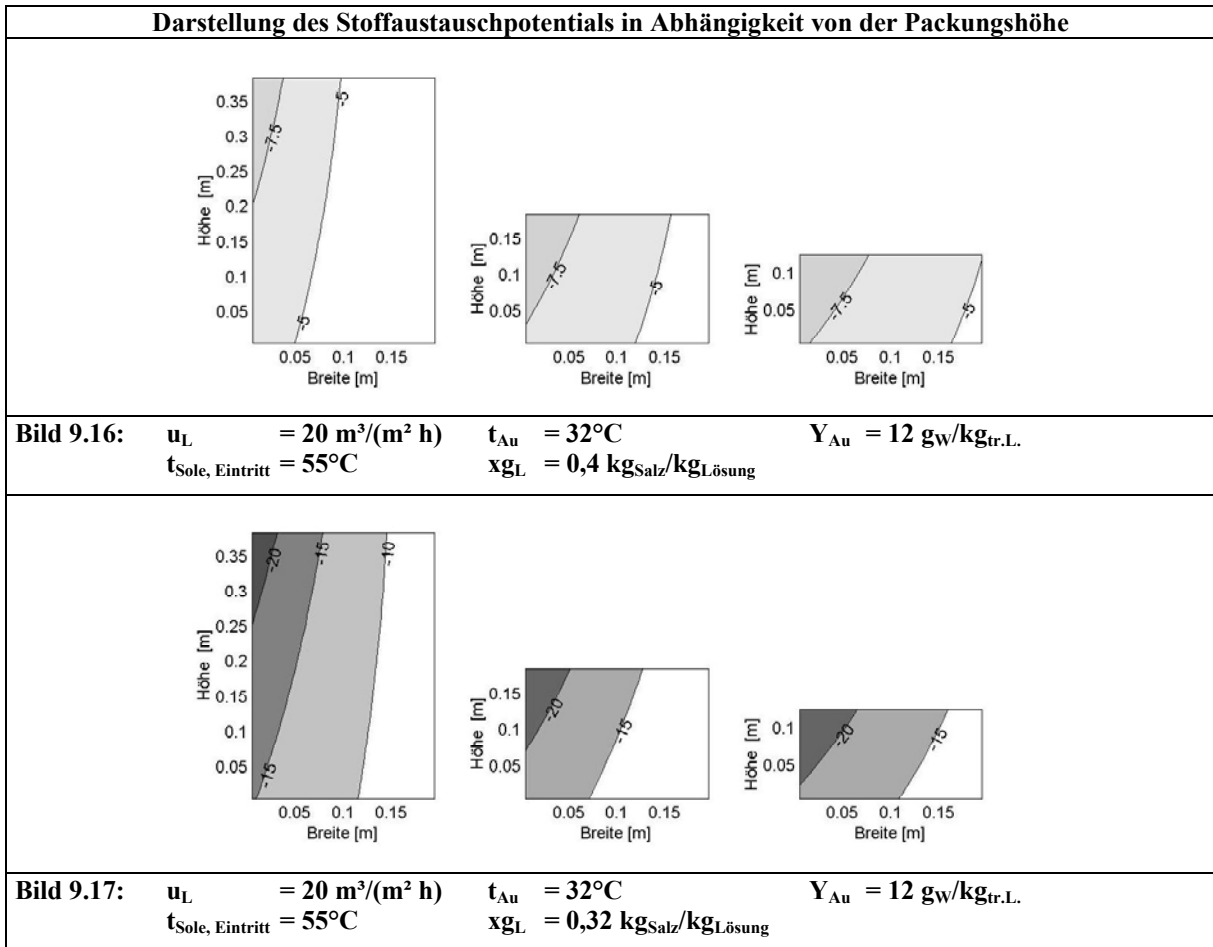
Eintrittstemperatur der Salzlösung	55°C
Außenluftbedingungen	32°C, 12 g _w /kg _{tr.L.}
Berieselungsstärke	5 / 20 m ³ /(m ² h)
Massenkonzentration der Salzlösung am Eintritt	0,32 kg _{Salz} /kg _{Lösung} 0,40 kg _{Salz} /kg _{Lösung}
Luftgeschwindigkeit am Eintritt	0.5 / 1,0 / 1,5 m/s

Tabelle 9.2: Erweiterte Randbedingungen der Regeneration

Durch eine Erhöhung der Berieselungsstärke wird bei der Regeneration verdünnter Lösung das Stoffaustauschpotential im Apparat deutlich erhöht (Bild 9.15, Bild 9.17). Die Steigerung des Solemassenstroms führt im Fall hoher Konzentrationen zu keinem nennenswerten Anstieg der Stoffübertragung.



Aus diesem, dem Bild 9.14 und Bild 9.16 zu entnehmenden Umstand kann gefolgert werden, dass die Leistungszahl der Regeneration an die Konzentration der in den Regenerator eintretenden Sole gekoppelt sein muss.



In Bild 9.18 und Bild 9.19 sind die Temperaturen der wässrigen Salzlösung im Regenerator dargestellt. Auffallend ist die sehr geringe Abkühlung im mit einer Höhe von $h = 0,13 \text{ m}$ kleinsten Stoffaustauschapparat.

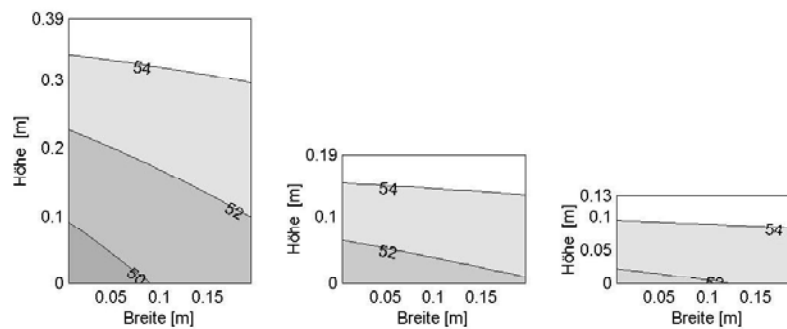
Darstellung der Temperatur der wässrigen Salzlösung in Abhängigkeit von der Packungshöhe

Bild 9.18: $u_L = 5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 55^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

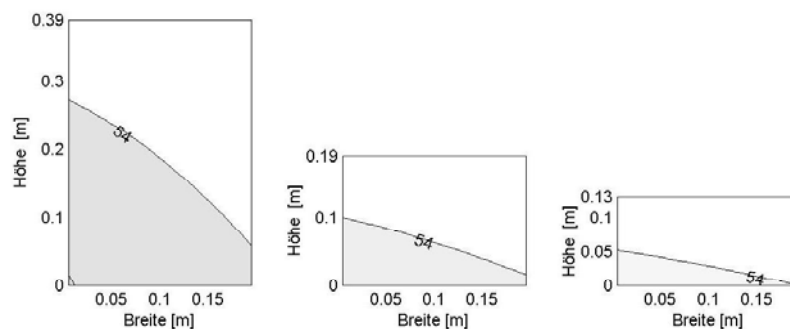


Bild 9.19: $u_L = 20 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ $t_{\text{Au}} = 32^\circ\text{C}$ $Y_{\text{Au}} = 12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$
 $t_{\text{Sole, Eintritt}} = 55^\circ\text{C}$ $x_{\text{gL}} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Lösung}}$

Die Berechnung der Leistungszahlen der Regeneration in Abhängigkeit von der Höhe des Apparates kann in Anlehnung an die Berechnung des Kapitels 8.3.2 erfolgen. Der Nutzen der Regeneration ist das energetische Äquivalent zum desorbierten Wassermassenstrom. Neben der elektrischen Leistung von Ventilator und Pumpe ist jedoch der erforderliche Heizwärmestrom zur Erwärmung der aus den Regenerator austretenden Sole auf die vorher definierte Soleeintrittstemperatur zu berücksichtigen. In Bild 9.20 ist die primärenergetische Leistungszahl der Regeneration in Abhängigkeit von der Höhe des Apparates bei konstantem Luftvolumenstrom dargestellt. Die Leistungszahl wird bis zu einer Berieselungsstärke von $u_L = 12,5 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \text{ h})$ über den gesamten Bereich annähernd konstante Werte auf. Der Regenerator mit der geringsten Höhe zeigt günstigere Werte als die größeren Apparate. Dies ist durch die im Vorfeld bereits erwähnte gleichbleibend hohe Temperatur der wässrigen Salzlösung begründet.

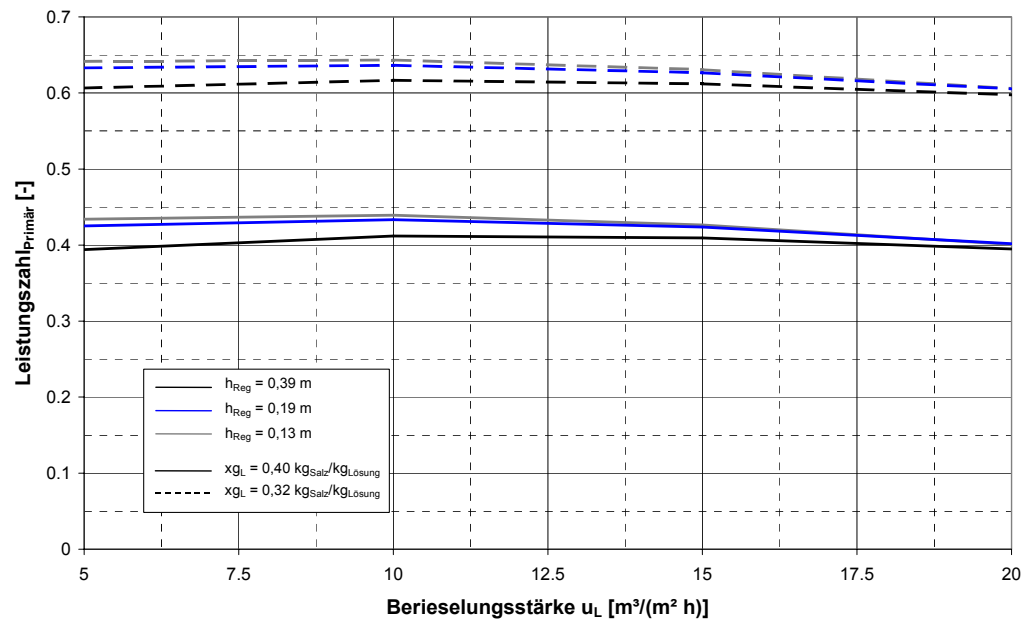


Bild 9.20: Darstellung der berechneten primärenergetischen Leistungszahl der Regeneration in Abhängigkeit von der Apparathöhe

Im Fall der Nutzung von Solarenergie zur Bereitstellung des Heizwärmestroms kann auf die primärenergetische Berücksichtigung der Heizwärme verzichtet werden. Die berechneten Leistungszahlen basieren somit nur auf den desorbierten Wassermassenstrom und der primärenergetischen Berücksichtigung der Antriebsenergien des Regenerationsventilators und der Regenerationspumpe. Bild 9.21 zeigt den Verlauf der modifizierten Leistungszahl in Abhängigkeit von der Berieselungsstärke.

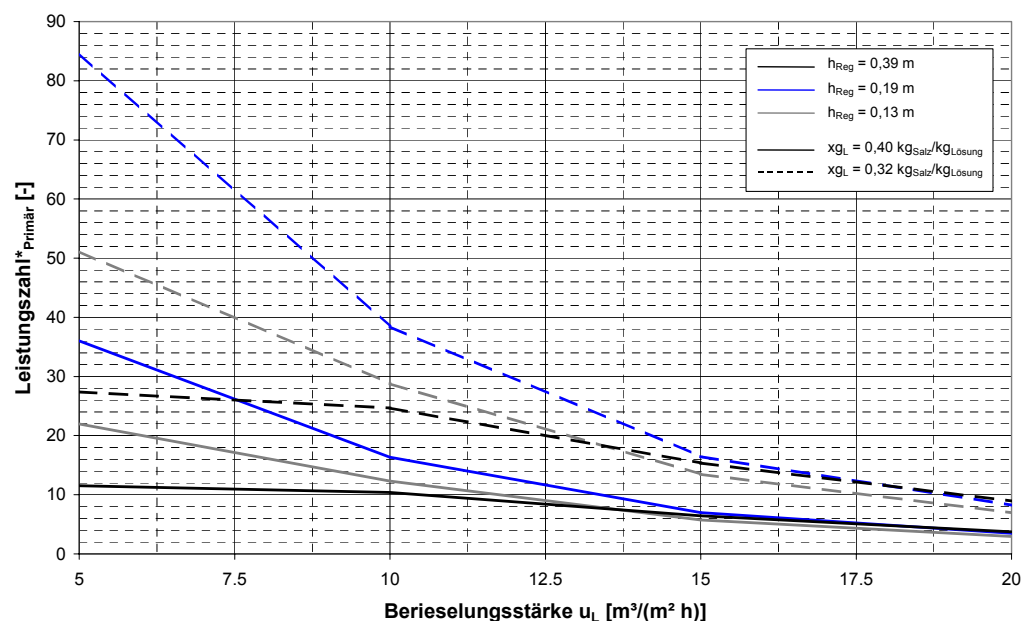


Bild 9.21: Darstellung der berechneten primärenergetischen Leistungszahl bei Nutzung der Solarthermie zur Heizwärmebereitstellung für die Regeneration in Abhängigkeit von der Apparathöhe

Auffallend ist, dass der Regenerator mit der mittleren Höhe die günstigsten Werte aufweist. Der Apparat mit der größten Höhe ist im unteren Bereich nicht mehr effektiv, da das Stoffaustauschpotential aufgrund der Wärmeübertragung überproportional zurückgeht. Im Fall des kleinen Apparates wirkt sich die höhere Antriebsleistung des Ventilators aus.

Bild 9.22 zeigt in Anlehnung an die für den Absorber berechnete ideale Höhe das aus primärenergetischer Sicht folgende Optimum der Höhe des Regenerators. Die berechneten Varianten finden sich rechts und links vom Minimum wieder.

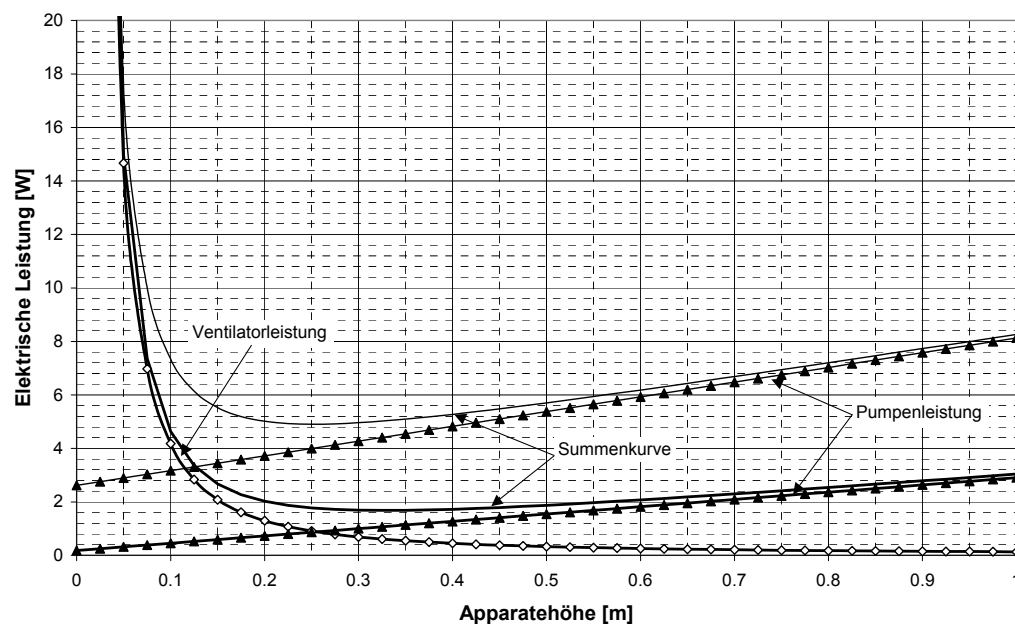


Bild 9.22: Darstellung der erforderlichen elektrischen Antriebsleistung von Ventilator und Pumpe in Abhängigkeit von der Apparathöhe des Regenerators

Die Geschwindigkeit der Regeneration ist ebenso wie ein energetisch günstiger Betrieb wichtig für eine erfolgreiche Regeneration. Es ist nicht zielführend einen energetisch sehr guten Regenerationsprozess entwickelt zu haben, wenn er nicht mit der auf die Bedürfnisse der Absorption angepasst ist. In Bild 9.23 ist die Auffeuchtung der Regenerationsluft dargestellt. Dabei ist der Apparat mit der größten Höhe den anderen weit überlegen.

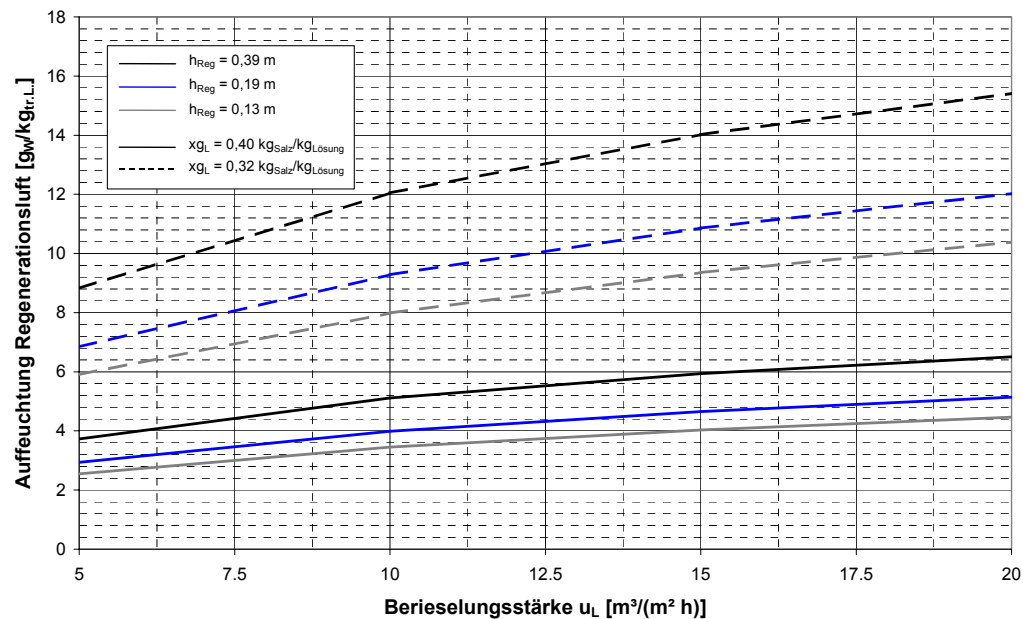


Bild 9.23: Darstellung der Aufzeichnung der Luft im Regenerator in Abhängigkeit von der Berieselungsstärke

Eine Auslegung der Apparate darf demnach nicht nur nach den Regenerator betreffenden energetischen Gesichtspunkten erfolgen. Im Fall geringer Salzmasse in einem System muss durch die Solarthermie möglichst viel Energie für die Regeneration zeitnah bereitgestellt werden. Bei einer Verringerung der Regenerationsgeschwindigkeit durch eine Optimierung der erforderlichen Antriebsleistung durch einen kleiner Apparat muss durch eine Anhebung der Soleeintrittstemperatur in den Apparat die Regenerationsgeschwindigkeit wieder verbessert werden.

9.2 Betrieb des Regenerators mit Wärmerückgewinnung

Die aus dem Regenerator austretende Luft kann beliebig behandelt werden, ohne Einfluss auf das Ziel der Klimatisierung zu haben. Diese Luft zeichnet sich entsprechend den in Bild 9.24 dargestellten Zusammenhängen durch ein hohes Wärmerückgewinnungspotential aus. Eine Wärmerückgewinnung kann somit die in den Stoffaustauschapparat eintretende Luft vorwärmen und somit den erforderlichen Wärmestrom zur Regeneration deutlich reduzieren. Eine schematische Darstellung der Zustandsänderung in einem h,e,Y -Diagramm zeigt Bild 9.24.

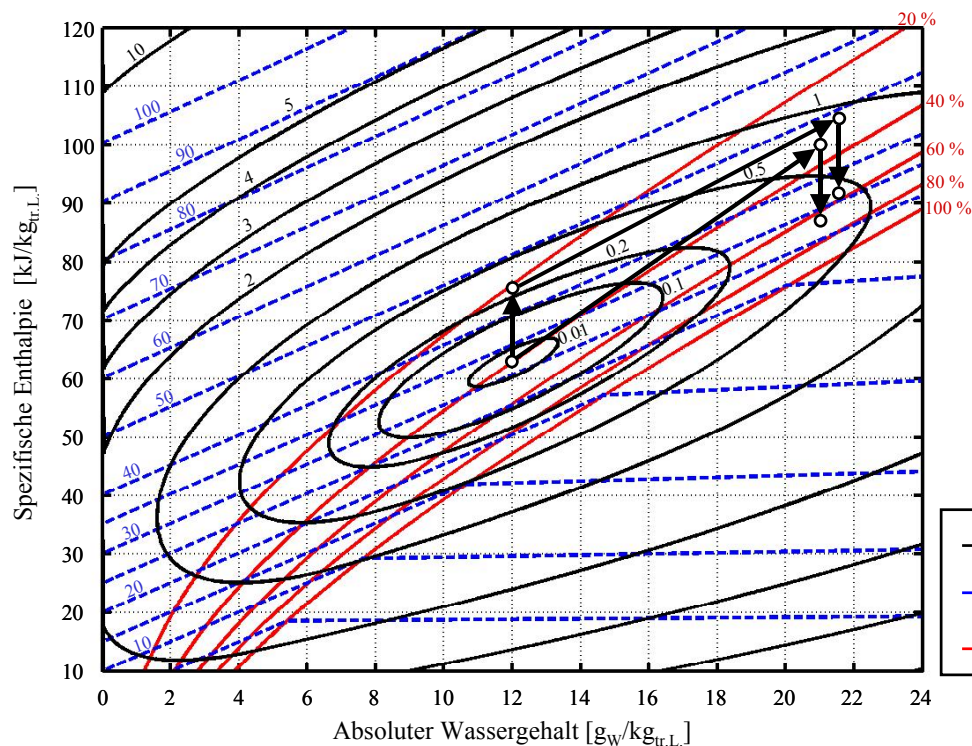


Bild 9.24: Darstellung der Zustandsänderung der Wärmerückgewinnung beim Regenerationsprozess im h,e,Y-Diagramm

Zur Beurteilung des Potentials der Wärmerückgewinnung wurde ein Modell erstellt, das das in Kapitel 5 beschriebene zweidimensionale Modell zur Berechnung des Stoff- und Wärmeübergangs im Regenerator verwendet. Der Stoffaustauschapparat hatte dabei identische geometrischen Abmaße mit dem in Kapitel 4.3 messtechnisch untersuchten Apparat. Die Lufttemperatur der aus den Regenerator austretenden Luft wird dabei als Eintrittstemperatur für den Wärmerückgewinner verwendet. Infolge dessen ergibt sich eine steigende Eintrittstemperatur in den Regenerator und eine höhere Austrittstemperatur der Sole aus dem Apparat. Es handelt sich dabei also um ein iteratives Berechnungsverfahren, bei dem als Abbruchkriterium eine Änderung der Luftaustrittstemperatur kleiner $\Delta t_{\text{Regenerator,Aus}} < 0,01 \text{ K}$ verwendet wurde.

Als Wärmeübertrager können für die Luft-Luft-Wärmerückgewinnung Apparate mit unterschiedlichen Stromführungsarten eingesetzt werden. Üblicherweise werden in der Lüftungstechnik Kreuzstrom- und Kreuzgegenstromapparate eingesetzt. Die auf die Eintrittstemperaturen bezogenen Rückwärmzahlen erreichen Werte bis zu $\Phi = 0,8$ [8]. Als energetischen Aufwand für die Wärmerückgewinnung muss die zusätzlich vom Regenerationsventilator zu erbringende Leistung berücksichtigt werden. Die durchgeführten Berechnungen zur Beurteilung der Wärmerückgewinnung berücksichtigen den

primärenergetischen Aufwand nach Kapitel 8. Als Gesamtdruckverlust für den Transport der Regenerationsluft durch die beiden Strömungswege des Apparates wurde ein konstanter Wert mit $\Delta p = 150 \text{ Pa}$ angesetzt. Der Wirkungsgrad des Ventilators wurde mit $\eta_V = 0,5$ berücksichtigt.

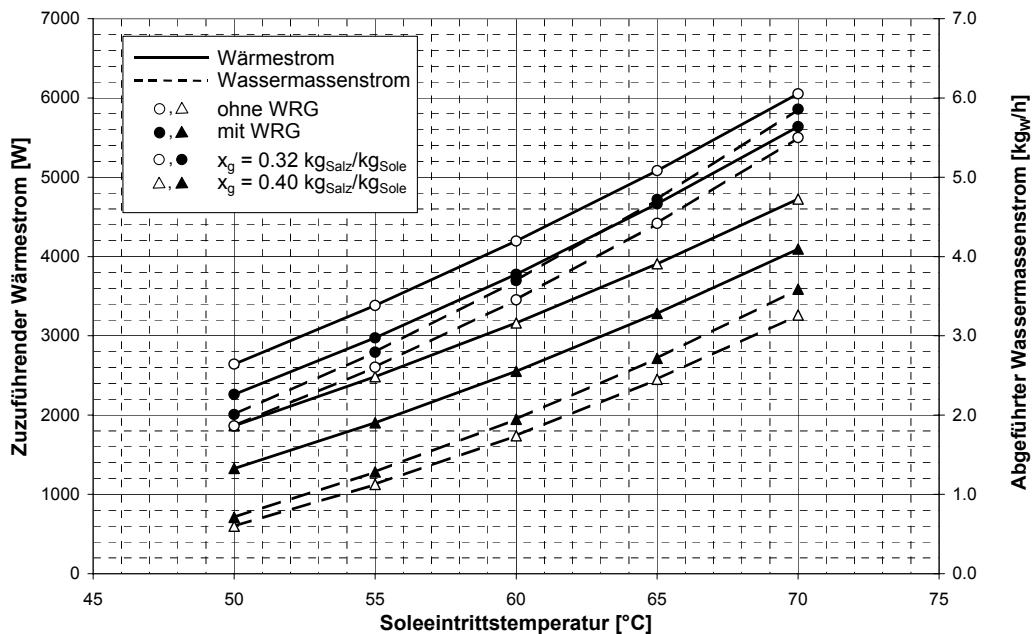


Bild 9.25: Darstellung des zuzuführenden Wärmestroms und des ausgetriebenen Wassermassenstroms mit und ohne Wärmerückgewinnung / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $x_{Au} = 10 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $mp_{tr.L.} = 0,1 \text{ kg}_{tr.L.}/s$

In Bild 9.25 ist der der wässrigen Salzlösung zuzuführende Wärmestrom und der ausgetriebene Wassermassenstrom für den Betrieb der Regeneration mit und ohne Wärmerückgewinnung dargestellt. Es wurden dabei Berechnungen für Massenkonzentrationen von $x_{gL} = 0,32 \text{ kg}_{Salz}/\text{kg}_{Lösung}$ und $x_{gL} = 0,40 \text{ kg}_{Salz}/\text{kg}_{Lösung}$ und einem Luftmassenstrom von $mp_{tr.L.} = 0,1 \text{ kg}_{tr.L.}/s$ bei einer absoluten Luftfeuchtigkeit von $Y_{Au} = 10 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$ und einer Lufttemperatur der in den Apparat einströmenden Luft von $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$ durchgeführt. Die Darstellung zeigt den messtechnisch nachgewiesenen und durch die Temperaturabhängigkeit des Wasserdampfpartialdrucks zu erwartenden Verlauf. Die Regenerationsleistung steigt stark mit der Soleeintrittstemperatur an und ist stark von der Massenkonzentration der wässrigen Salzlösung abhängig.

Generell können für die Wärmerückgewinnung zwei Effekte dem Diagramm entnommen werden. Zum einen steigt der durch die Regeneration abgeführte Wassermassenstrom an. Zum anderen sinkt gleichzeitig die zur Erwärmung der wässrigen Salzlösung erforderliche Heizleistung. Beide Vorgänge führen zu einem Ansteigen der Leistungszahl der Regeneration. Diese definiert sich durch die in Kapitel 8.3.2 angegebenen Funktionen. Die Leistungszahlen der

Regeneration und ihre relative Steigerung sind in Bild 9.26 dargestellt. Im Fall ungünstiger Parameter für die Regeneration wirkt sich die Wärmerückgewinnung am stärksten aus. Es kann bei einer Eintrittstemperatur der wässrigen Salzlösung in den Regenerator von $t_{L, \text{Ein}} = 50^\circ\text{C}$ und einer Konzentration von $x_{gL} = 0,4 \text{ kg}_{\text{Salz}}/\text{kg}_{\text{Sole}}$ eine Steigerung von ca. 68 % abgelesen werden.

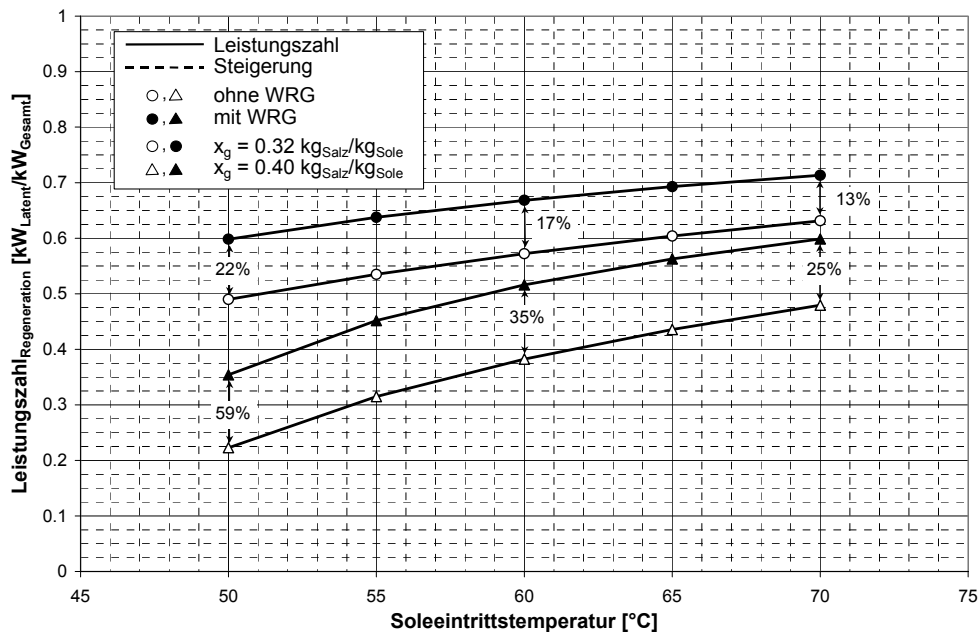


Bild 9.26: Darstellung der Leistungszahl der Regeneration und der relativen Steigerung durch den Wärmerückgewinnungsprozess / $t_{\text{Au}} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{\text{Au}} = 10 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$, $mp_{\text{tr.L.}} = 0,1 \text{ kg}_{\text{tr.L.}}/\text{s}$

Änderungen der absoluten Luftfeuchtigkeit und des Massenstroms der durch den Regenerator geführten Luft wirken sich stark auf die Wärmerückgewinnung aus. So führt eine Erhöhung der absoluten Luftfeuchtigkeit auf $Y_{\text{Au}} = 14 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L.}}$ bei einer Eintrittstemperatur der Sole von $t_{L, \text{Ein}} = 50^\circ\text{C}$ zu einem sehr geringen abgeführten Wassermassenstrom. Durch die Steigerung des Luftmassenstroms wird in diesem Betriebspunkt sogar eine Absorption berechnet. Bei hohen Eintrittstemperaturen der Sole kann der ausgetriebene Wassermassenstrom geringfügig gesteigert werden. Die zugehörigen Diagramme sind im Anhang im Kapitel 12.4 dargestellt.

9.3 Nutzung der thermischen Solarenergie als Wärmequelle zur Regeneration

Bei Nutzung der thermischen Solarenergie als Wärmequelle sind zur Auslegung des Gesamtklimasystems die Charakteristika der einzelnen Komponenten zu beachten. Wie in Bild 6.13 gezeigt, ist der Wirkungsgrad der thermischen Solarkollektoren von der mittleren Temperaturdifferenz zwischen der Absorberfläche des Kollektors und der Umgebung und von der Einstrahlung abhängig. Die durch den Konversionsfaktor η_0 berücksichtigten optischen Eigenschaften des Kollektors werden im weiteren als konstant angesetzt.

Der Wirkungsgrad kann durch die Gleichung 9.3 beschrieben werden.

$$\eta_{\text{Kollektor}} = \eta_0 - \frac{k_0 \cdot (T_{A,m} - T_U) + k_1 \cdot (T_{A,m} - T_U)^2}{\dot{E}} \quad (9.3)$$

Wird die von thermischen Solarkollektoren abzuführende Leistung in Abhängigkeit von der mittleren Übertemperatur dargestellt, erkennt man die starke Abhängigkeit von der solaren Einstrahlung. In Bild 9.27 sind neben diesem Zusammenhang die durch das Testreferenzjahr TRY 03 statistisch belegten Werte der mittleren stündlichen Globalstrahlung beschrieben.

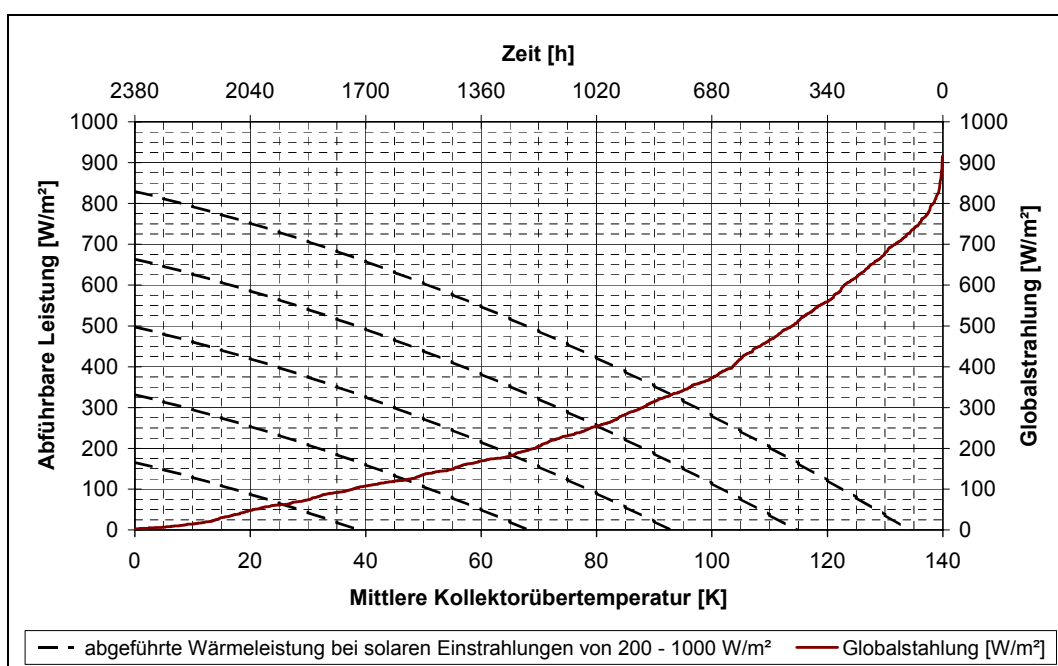


Bild 9.27: Darstellung des durch einen Vakuumkollektor abzuführenden Wärmestroms und der mittleren solaren Einstrahlung auf die horizontale Fläche des TRY 03 im Betrachtungszeitraum Mai - September

Da die Luftentfeuchtung mittels wässriger Salzlösungen nur im Sommer bei entsprechend hohen absoluten Luftfeuchtigkeiten der Außenluft erfolgen muss, wird in Bild 9.27 auch nur der relevante Zeitraum von Mai bis September beschrieben.

Um eine ideale Kombination der Sorption mit der thermischen Solarenergie zu erreichen, ist es erforderlich, die Abhängigkeiten der Einzelprozesse zu betrachten. Die Wirkungsgrade der beiden Prozesse sind wesentlich von der Temperatur des jeweiligen Prozesses abhängig.

1. Der thermische Wirkungsgrad der thermischen Solaranlage ist, wie in Kapitel 6.2 beschrieben, neben der Temperaturdifferenz zwischen der Umgebung und der Temperatur des Kollektorabsorbers von der Solarstrahlung abhängig.

2. Die Leistungszahl des Desorptionsprozesses ist nach Kapitel 2 und Bild 2.1 proportional zur Konzentration und Temperatur der wässrigen Salzlösung.

Kombiniert man diese beiden gegenläufigen Abhängigkeiten zu einer gemeinsamen Proportionalität, so kann ein Optimum in Abhängigkeit von der Solarstrahlung und der Salzkonzentration gefunden werden.

Dabei sind folgende Proportionalitäten von entscheidender Bedeutung:

$$\eta_{\text{Kollektor}} \sim \frac{(T_{A,m} - T_U)}{\dot{E}} - \frac{(T_{A,m} - T_U)^2}{\dot{E}} \quad (9.4)$$

Nach der einfach zu definierenden Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Solarkollektors soll nun hier eine theoretische Beurteilung der Regeneration erfolgen. Die Regeneration ist bei Berücksichtigung konstanter Antriebsenergien für die Förderung des Luft- und Solemassenstroms und einem konstantem Heizwärmestrom direkt dem ausgetriebenen Wassermassenstrom proportional. Dieser ist wiederum bei konstanten fluiddynamischen Bedingungen direkt proportional zur Differenz der Wasserdampfpartialdrücke zwischen Salzlösung und der Regenerationsluft.

$$\varepsilon_{\text{Regeneration}} \sim \frac{\dot{m}_W}{\dot{Q}_H} \sim \Delta p_W \quad (9.5)$$

Bild 9.28 zeigt diesen Zusammenhang. Es sind die Wirkungsgradlinien eines Vakuumröhrenkollektors für die Globalstrahlung von 400 W/m² und 600 W/m² in dem Diagramm eingezeichnet. Die Leistungsfähigkeit der Regeneration in Abhängigkeit von der Lösungstemperatur ist auf einer zweiten x-Achse für Konzentrationen von 30 % bzw. 42 % angegeben. Die aus der Proportionalität resultierenden Optima der Kombination von Solaranlage und Regenerationseinheit ist für vier unterschiedliche Salzkonzentrationen bei den beschriebenen Globalstrahlungsdaten dargestellt.

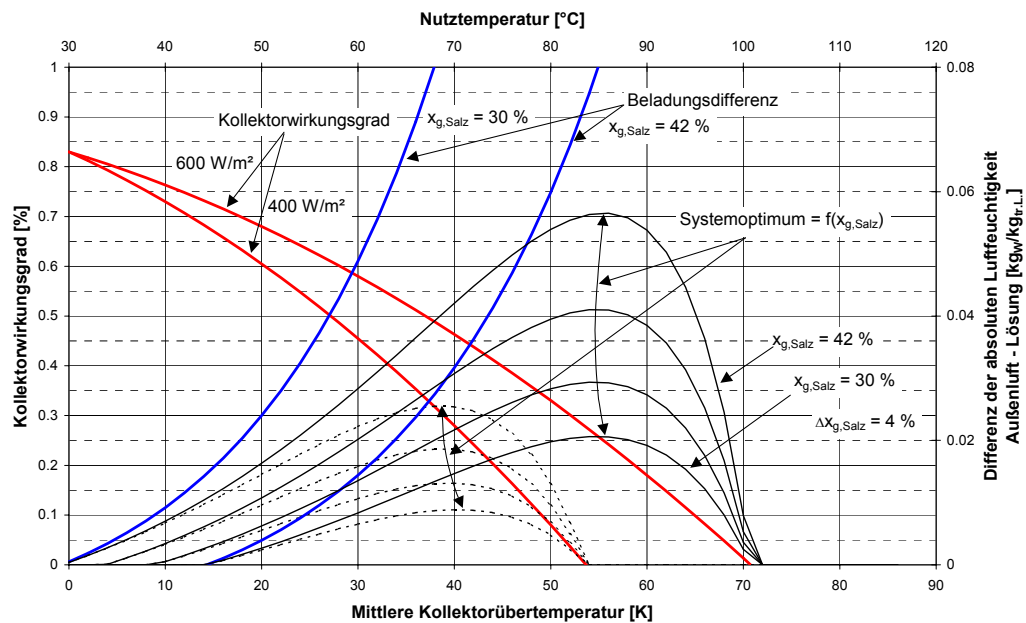


Bild 9.28: Darstellung der Abhängigkeit der optimalen Nutztemperatur zur Regeneration

Der Darstellung liegt eine Außenlufttemperatur von 30°C und eine Außenluftwasserbeladung von 10 g_W/kg_{tr.L.} zu Grunde. Es ist zu erkennen, dass auch bei niedrigen Globalstrahlungsdaten die Regeneration bei Temperaturen von über 70°C erfolgen sollte. Diese Betrachtung ist nur bei direkter Nutzung der Solarenergie zur Regeneration gültig. Im Fall der Wärmespeicherung muss es bei nicht gleichzeitig erfolgender Regeneration das primäre Ziel sein nach Abschluss der Speicherung den für einen kompletten Regenerationszyklus ausreichenden Betrag der Energie zur Verfügung stellen zu können. Dies hat unter Berücksichtigung des Temperaturniveaus der für die Solaranlage optimalen Temperatur der aus den Kollektoren erfolgenden Wärmeabfuhr zu erfolgen.

Es macht keinen Sinn, den Regenerationsprozess der Salzlösung auf Temperaturen auszulegen, wenn dadurch die solare Deckungsrate stark verringert, bzw. die erforderliche Kollektorfläche zur Bereitstellung der Heizleistung stark vergrößert werden müsste.

Durch die in Bezug auf die Wärmeträgertemperatur gegenläufigen Wirkungsgrade bzw. Leistungszahlen der Solarenergiebereitstellung bzw. der Regeneration der wässrigen Salzlösung kann unter Berücksichtigung der aufgewendeten elektrischen Leistung ein Optimum gefunden werden.

10 Zusammenfassung

Die sorptionsgestützte Klimatisierung stellt eine zu den konventionellen Verfahren der Taupunktunterschreitung alternative Methode zur Kühlung und Entfeuchtung dar. Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass bei entsprechender Auslegung und Regelung der Anlagenkomponenten eine Verringerung des primärenergetischen Aufwands möglich ist.

Die sorptionsgestützte Klimatisierung auf Basis wässriger Salzlösung wird in der Literatur als ein Verfahren der solaren Klimatisierung beschrieben. Es findet ein direkter Kontakt eines flüssigen hygroskopischen Materials mit der zu konditionierenden Außenluft statt. Die Stoffübertragung wird dabei als Absorption bezeichnet. Die durch den Absorptionsprozess frei werdende Wärme muss kontinuierlich der wässrigen Salzlösung entzogen werden, um ihre hygroskopischen Fähigkeiten aufrecht zu erhalten. Die erforderliche Wärmeabfuhr kann durch die Kombination der Absorption mit einer indirekten Verdunstungskühlung durchgeführt werden.

Neben der Temperatur und der Wasserbeladung der zu entfeuchtenden Luft, der auch als Sole bezeichneten wässrigen Salzlösung, ist die Massenkonzentration des verwendeten Salz-Wasser Gemisches entscheidend für die Hygroskopizität der Lösung. Durch die Verdünnung der Sole mit dem absorbierten Wasser wird das Entfeuchtungspotential reduziert. Um dennoch einen kontinuierlichen Betrieb aufrecht erhalten zu können, muss durch die Desorption des Wassers aus der verdünnten Lösung eine konzentrierte und somit wieder hygroskopische Salzlösung hergestellt werden. Dieser Prozess der Desorption wird auch als Regeneration der verdünnten Lösung bezeichnet. Zur Regeneration wird die Sole soweit erwärmt, dass der Wasserdampfpartialdruck über der Lösung größer ist als der Wasserdampfpartialdruck der mit ihr in Kontakt stehenden Luft. Die zeitliche Nähe der hohen Außenluftfeuchtigkeiten mit Werten hoher Solarstrahlung legt es nahe, die Wärmebereitstellung primärenergetisch günstig durch eine thermische Solaranlage bereitzustellen. Weitere Möglichkeiten der Nutzung von Niedertemperaturwärme ist ebenso möglich.

Die als offene Prozessführung bezeichnete Verfahrensweise der Ab- und Desorption wurde mit Hilfe einer ausgeführten Anlage messtechnisch untersucht. Als Stoffaustauschapparate wurden mit Pallringen aus Polypropylen gefüllte Kuben eingesetzt, die im Kreuzstrom der beiden Fluide betrieben wurden. Dabei berieselte eine wässrige Lithiumchlorid Lösung die regellose Füllkörperschüttung. Die zu entfeuchtende (Absorption) bzw. befeuchtende (Desorption) Luft wurde horizontal durch den Apparat geführt.

Da die Prozesse der Absorption und der Desorption räumlich und zeitlich getrennt voneinander ablaufen, kann durch das Konzentrieren verdünnter Lösung eine Speicherung von Solarenergie erfolgen. Die konzentrierte Lösung kann verlustfrei auf Umgebungstemperaturniveau gelagert werden. Um diese Möglichkeiten beurteilen zu können, musste, neben einer auf Messungen basierenden, eine theoretische Untersuchung durchgeführt werden.

Die Messungen wurden dabei unter statischen und dynamischen Bedingungen ausgeführt. Die Berücksichtigung dynamisch veränderter Eingangsparameter erfolgte mit Hilfe einer mathematischen Beschreibung der relevanten Größen zum Betrieb der Klimaanlage. Dies waren das Verhalten des zu klimatisierenden Gebäudes, der weiteren installierten haustechnischen Anlagen und der Wärmebereitstellung durch die thermische Solaranlage. Der reale Betrieb der Anlage wurde anhand eines Mustertages des Testreferenzjahres Gebiet 03 durchgeführt. Dabei wurde der 9. Juli als Tag mit der höchsten mittleren absoluten Außenluftfeuchtigkeit verwendet. Eine Aussage über energetische und exergetische Güte war jedoch nicht möglich, da die Prozesse in hohem Maße von den herrschenden Umgebungsbedingungen abhängig sind. Um dementsprechende Aussagen treffen zu können, musste die messtechnisch untersuchte Anlage inklusive der ausgeführten Regelungsstrategie durch Simulationsmodelle nachgebildet werden. Die Validierung der erstellten Modelle wurde anhand des gemessenen Mustertages durchgeführt. In den Modellen wurden sämtliche zum Betrieb der Sorptionseinheit und des Zentralgeräts erforderlichen Antriebsleistungen der Pumpen und Ventilatoren berücksichtigt. Um eine Beurteilung der zeitlich voneinander getrennten Prozesse der Absorption und Kühlung der Außenluft und der Regeneration durchführen zu können, wurden die eingesetzten und bereitgestellten Energieströme integriert.

Es wurden zwei unterschiedliche Betriebsarten durch die Simulation analysiert. Zum einen handelte es sich um ein System, bei dem nur eine sehr geringe Speicherung der thermischen Solarenergie möglich ist. Die durch die Absorption verdünnte Salzlösung musste umgehend regeneriert werden, um eine kontinuierliche Entfeuchtung gewährleisten zu können. Dazu musste bei nicht ausreichender Beladung der thermischen Solarenergiespeicher eine konventionelle Nacherwärmung des zur Verfügung gestellten Heißwassers erfolgen. Im Rahmen dieser Arbeit wird von der kontinuierlichen Betriebsweise gesprochen.

Die andere, als diskontinuierlich bezeichnete Betriebsart verfügte über ca. vier mal so viel Lithiumchlorid wie im Fall der kontinuierlichen Betriebsart. Dadurch war die Speicherung der Solarenergie durch das Konzentrieren verdünnter Lösung möglich, und Zeiten geringer Solarstrahlung konnten kompensiert werden. Die Berechnung der Leistungszahl für einen als

repräsentativ erachteten Zeitraum vom 1.Juli bis zum 31.Juli TRY03 ergab im Fall der diskontinuierlichen Betriebsart eine primärenergetische Leistungszahl von 1,97. Durch die Verwendung einer geringen Salzmasse musste eine kontinuierliche Betriebsart von Absorption und Regeneration erfolgen. Die erforderliche Nacherwärmung des Regeneration benötigten Heißwasserstroms folgte eine Einbuße von 14 % auf einen Absolutwert der Leistungszahl von 1,72. Trotzdem zeigen beide Leistungszahlen, dass durch die sorptionsgestützte solare Klimatisierung auf Basis wässriger Salzlösungen ein primärenergetisch günstiger Betrieb möglich ist.

Nach der energetischen und exergetischen Analyse der Prozesse erfolgt abschließend eine Diskussion möglicher Optimierungsmaßnahmen, die auch als Ausblick für zukünftige Arbeitspunkte verstanden werden sollen. Dazu zählt die Optimierung der Geometrie der Stoffaustauschapparate. Die Simulation der Variation der Höhe der berieselten Füllkörperpackung zeigte im Fall der Absorption günstigere primärenergetische Leistungszahlen bei größeren Packungshöhen. Inwieweit nicht in der Simulation berücksichtigte Effekte wie die Randgängigkeit der Sole bzw. eine Kernströmung der Luft durch den Apparat diese Tendenz beeinflussen, muss in weiteren Arbeiten messtechnisch untersucht werden.

Gerade die Regeneration ist bezüglich der mittleren Temperatur der Sole im Apparat als empfindlich anzusehen. So kann durch die gekoppelte Wärme- und Stoffübertragung bei einem geringen Verhältnis des Sole- zum Luftmassenstrom ein markanter Einfluss der Höhe des Apparates nachgewiesen werden.

Durch den Einsatz einer Wärmerückgewinnung beim Betrieb des Regenerators kann Heizwärme eingespart bzw. bei Einsatz einer thermischen Solaranlage letztendlich Kollektorfläche eingespart werden.

Als letzter Punkt der Optimierungsmöglichkeiten wird auf die kombinierte Betriebsweise einer solarthermischen Anlage und der Regeneration eingegangen. Bedingt durch die Abhängigkeit der Wirkungsgrade der beiden gekoppelten Prozesse von der Temperatur kann ein Optimum der Temperatur der Wärmebereitstellung gefunden werden. Dies muss in Abhängigkeit von der Konzentration der wässrigen Salzlösung und der Speicherung der Solarenergie im Solarwärmespeicher erfolgen.

11 Literatur

- [1] Baehr, H.D.
Thermodynamik
Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 2002
- [2] Baehr, H.D.
Wärme- und Stoffübertragung
Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 1996
- [3] Bagda, E.
Berechnen instationärer Wärme- und Feuchteströme
Expert Verlag, Renningen, 1991
- [4] Biel, S
Fluidodynamik und Stoffübertragung in Füllkörperschüttungen bei Führung des Gases und der Flüssigkeit im Kreuzstrom
Fortschrittberichte VDI, Reihe 3 Verfahrenstechnik Nr. 755
VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2002
- [5] Biel, S.; Röben, J.
Konstruktion und messtechnische Untersuchung eines sorptionsgestützten Klimagerätes unter Einsatz wässriger Salzlösungen
Abschlussbericht des BMWi Forschungsvorhabens mit dem Förderkennzeichen 0329151N, Bonn 2002
- [6] BMWi
Energiedaten 2000; Nationale und internationale Entwicklung
Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, 2000
- [7] Bronstein, I.N.; Semendjajew, K. A.:
Taschenbuch der Mathematik
Verlag Harri Deutsch, Grosche G. Ziegler, V. (Hrsg.), Frankfurt, 1981
- [8] Bruckmann, O.
Messtechnische Untersuchung und Bewertung von Wohnungslüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung
Fortschrittberichte VDI, Reihe 19 Wärmetechnik/Kältetechnik Nr. 136
VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2002
- [9] Cihla, Z., Schmidt, O.
Studies of the behaviour of liquids when freely trickling over the packing of a cylindrical tower
Coll. Czech. Chem. Comm. Vol. 23 (1958)
- [10] Cihla, Z., Schmidt, O.
A study of liquid when freely trickling over the packing in a cylindrical tower
Coll. Czech. Chem. Comm. Vol. 22 (1957)
- [11] DIN 1942; Teil 1
Raumlufttechnische Anlagen; Terminologie und graphische Symbole
Beuth Verlag, Berlin, 1988

-
- [12] DIN 1942; Teil 2
Raumluftechnische Anlagen; Gesundheitstechnische Anforderungen
Beuth Verlag, Berlin, 1994
- [13] DIN 4710
Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland
Beuth Verlag, Berlin, 2003
- [14] Eicker, U.
Solares Kühlen: Einführung in die Technologie
HfT Stuttgart, Band 53
Erstes Symposium „Solares Kühlen in der Praxis“, 1998
- [15] Energieeinsparverordnung 2002
Verordnung über einen energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden
Beuth Verlag, Berlin, 2001
- [16] Forschungsbericht DKV
Energiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte
Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, Statusbericht Nr. 22, 2002
- [17] Gazinski, B.
Die thermodynamischen Grundlagen der Luftentfeuchtung mit Hilfe der wässrigen Lithiumbromid- und Lithiumchlorid-Lösungen
C. F. Müller Verlag, Luft- und Kältetechnik, 1/84,
- [18] Grundfos
Technisches Datenblatt, Hydromulti CHI-30
GRUNDFOS GmbH Erkrath, 2003
- [19] Henning, H. M.
Solare Gebäudeklimatisierung
SERVITEC, Barcelona, 2000
- [20] Kast, W.
Exergetische Betrachtungen zu raumluftechnischen Prozessen
Heizung, Lüftung, Haustechnik 34 (1983), Nr. 8
- [21] Kleemann, M., Meliß, M.
Regenerative Energiequellen
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1993
- [22] Klenke, W.
Zur einheitlichen Beurteilung und Berechnung von Gegenstrom- und Kreuzstromkühltürmen
Kältetechnik-Klimatisierung 22. Jahrgang, Nr. 10, 1970
- [23] Lävemann, E.; Keßling, W.
Klimatisierung über Sorption
Endbericht zur Phase I des Forschungsvorhaben Nr. 0329151 des BMFT
München/Bonn, 1993

- [24] Malter, O.
Experimentelle Untersuchungen zur sorptiven Luftentfeuchtung mittels wässriger Lithiumchloridlösung in Füllkörperschüttungen bei Phasenführung im Kreuzstrom
Diplomarbeit, Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik, Universität Essen, 2002
- [25] Mersmann, A.
Stoffübertragung
Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 1986
- [26] Meteonorm, Datensatz
Europäischer Wetterdienst, 2002
- [27] Poppe, M.
Wärme- und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung im Gegen- und Kreuzstrom
Dissertation, TU Hannover, 1972
- [28] Priesner, T.
Exergetische Beurteilung der Luftbehandlungsfunktionen
Diplomarbeit, Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik, Universität Essen, 1998
- [29] Quasching, V.
Regenerative Energiesysteme
Carl Hanser Verlag, München Wien, 1998
- [30] Röben, J. Biel, S., Steimle, F.
Sorptive Entfeuchtung und Temperaturabsenkung bei der Klimatisierung
Abschlussbericht des BMFT Forschungsvorhabens mit dem Förderkennzeichen 0329151J, Fachinstitut Gebäude Klima e.V., Bietigheim-Bissingen, 1998
- [31] Röben, J.
Sorptionsgestützte Entfeuchtung mit verschiedenen wässrigen Salzlösungen
Dissertation, Universität Essen, Shaker Verlag Aachen, 1998
- [32] Shi, M. G.; Mersmann, A.
Effektive Austauschfläche in Füllkörperkolonnen
Chem. Ing.-Tech. 56 Nr. 5, 1984
- [33] Streicher, W., Schnedl, K., Thür, A.
SHW - Simulationsprogramm für solare Brauchwasserbereitungs- und Heizungssysteme
Institut für Wärmetechnik, TU Graz, 1996
- [34] Sturm, M.:
Neuronale Netze zur Modellbildung in der Regelungstechnik
Technische Universität München, Lehrstuhl für Informatik, 2000

-
- [35] The Mathworks, Inc.
Simulink 4; Dynamic System Simulation for MATLAB
The MathWorks, Inc., 2001
- [36] VDI 2078
Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume
VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung, Düsseldorf, 1996
- [37] VDI Wärmeatlas
Druckverlust bei der Strömung durch Rohre
Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, Abschnitt Lb1, 1997

12 Anhang

12.1 Beschreibung des Programmierung der Solaranlage

Zusammenfassung der in Kapitel 6.2.2 beschriebenen Komponenten der Solaranlage zu einem Gesamtmodell.

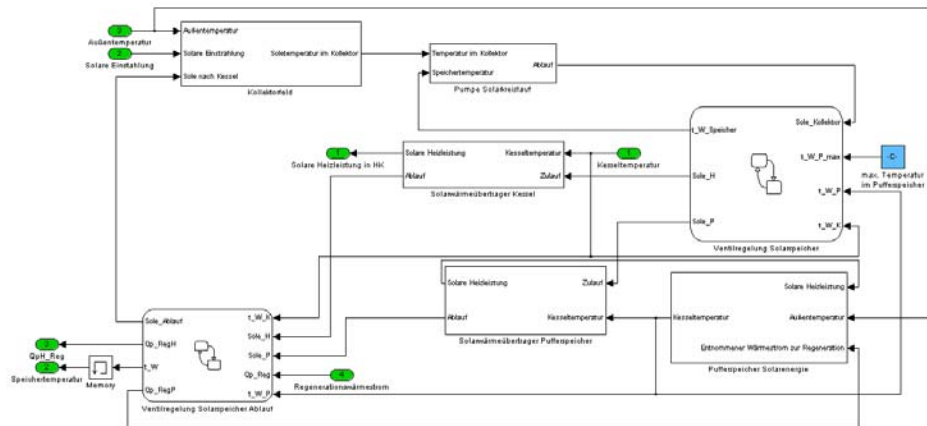


Bild 12.1: Darstellung der Programmierung der Solaranlage

Wesentlich für die Verschaltung der Komponenten ist die berücksichtigte Regelung zur Beladung der beiden simulierten Solarspeicher. Dies wird durch Verwendung von Automaten mit Hilfe des Programmpakets Stateflow durchgeführt.

Die Regelung umfasst nur die Schaltung von Zu- und Ablaufventilen zu den beiden simulierten Speichern. Sie wird durch die beiden Module „Ventilregelung Solarspeicher“ und „Ventilregelung Solarspeicher Ablauf“ in dem Modell berücksichtigt.

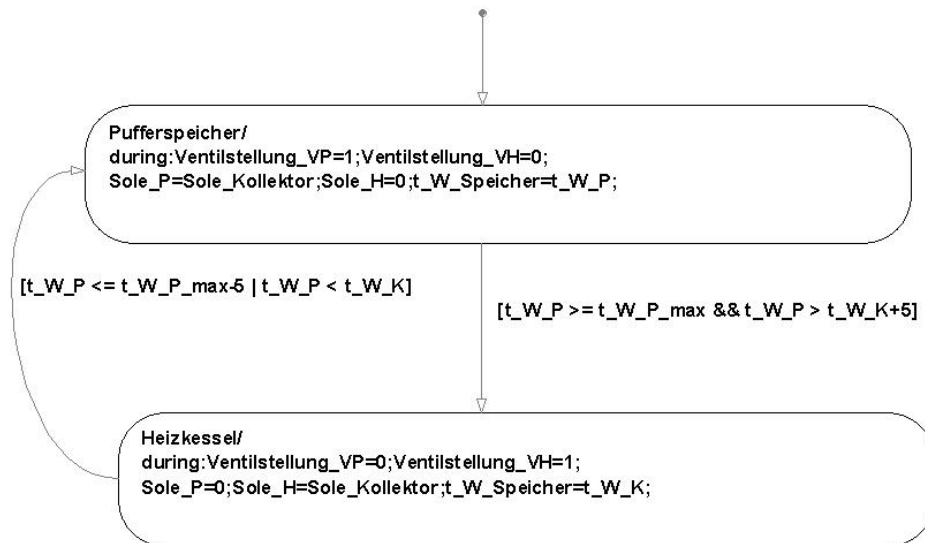


Bild 12.2: Darstellung der Programmierung der Regelung der Beladung der Solarspeicher

Der Pufferspeicher wird als Standardfall betrachtet. Wenn die Solarkreispumpe eingeschaltet ist, entspricht die in den Wärmeübertrager des Pufferspeichers eintretende Wärmeträgerflüssigkeit der aus dem Kollektorfeld austretenden. Bei Überschreitung der maximalen Temperatur im Pufferspeicher und einer um 5 K höheren Temperatur im Pufferspeicher als in dem wesentlich größer ausgeführten zweiten Speicher (hier Heizkessel genannt) erfolgt der Übergang in den zweiten Zustand. Eine Rückschaltung erfolgt bei unterschreiten der maximalen Pufferspeichertemperatur um 5 K oder bei einem wärmeren Heizkessel.

Die Abschaltung des Kollektorfeldes bei zu hohen Speichertemperaturen ist hier nicht dargestellt wurde in der Simulation jedoch berücksichtigt.

12.2 Beispiele zur Programmierung der Regelung

Ein Beispiel für die Programmierung der Regelung der Regeneration ist in dargestellt. Als Standard ist der Stillstand der Pumpe vorgesehen. In Abhängigkeit vom Füllstand im Speicher der verdünnten und der konzentrierten Salzlösung wird die Regeneration initiiert. Entspricht die Temperatur im Heißwasserspeicher nicht der erforderlichen, so wird von hier die Nachwärmung über ein konventionelles Heizsystem freigegeben.

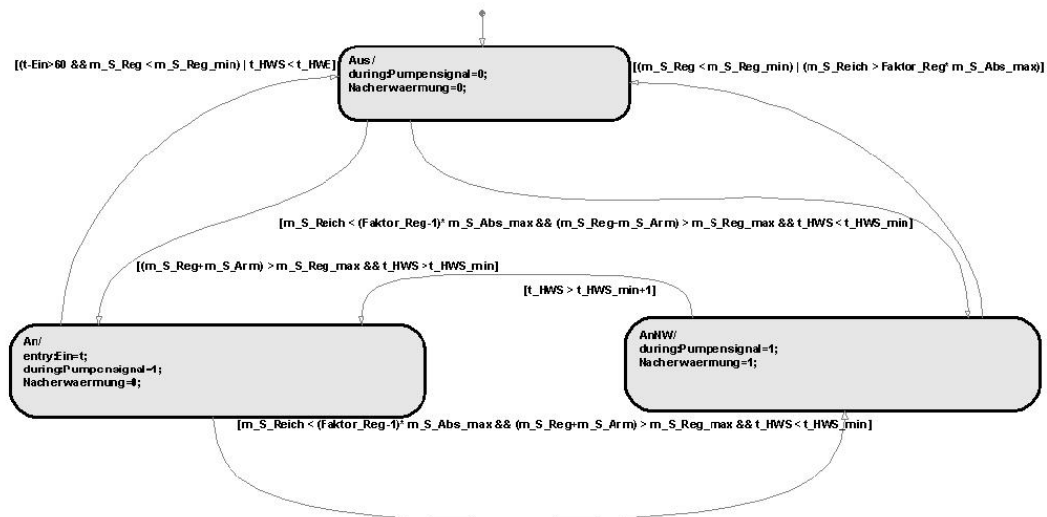


Bild 12.3: Darstellung der Programmierung der Regelung der Regenerationspumpe

12.3 Fehlergrenzen der eingesetzten Messtechnik

Temperatur:

- Thermoelemente / Materialpaarung Kupfer/Konstantan
- Kalibrierung der Thermoelemente im Temperaturbereich -20°C bis 100°C
- Messunsicherheit $\pm 0,1 \text{ K}$

Luftfeuchtigkeit:

- Kapazitive Hygrometer
- Kalibrierung der Hygrometer gemäß DIN 50008

Durchflussmessung Gas:

- Volumenstrombestimmung mittels Messblende gemäß EN ISO 5167-1
- Durch Berechnung der Dichte der feuchten Luft Berechnung des Massenstroms

Durchflussmessung Flüssigkeit:

- Volumenstrombestimmung mittels MID
- Fehlergrenzen innerhalb des Messbereichs $\pm 0,5\%$
- Berechnung des Massenstroms durch Berücksichtigung der Dichte der Flüssigkeit

Dichte der Flüssigkeit:

- Biegeschwing-Messgerät
- Messunsicherheit kleiner $0,1\%$

12.4 Zusatzdiagramme zur Beurteilung der Wärmerückgewinnung im Regenerationsprozess

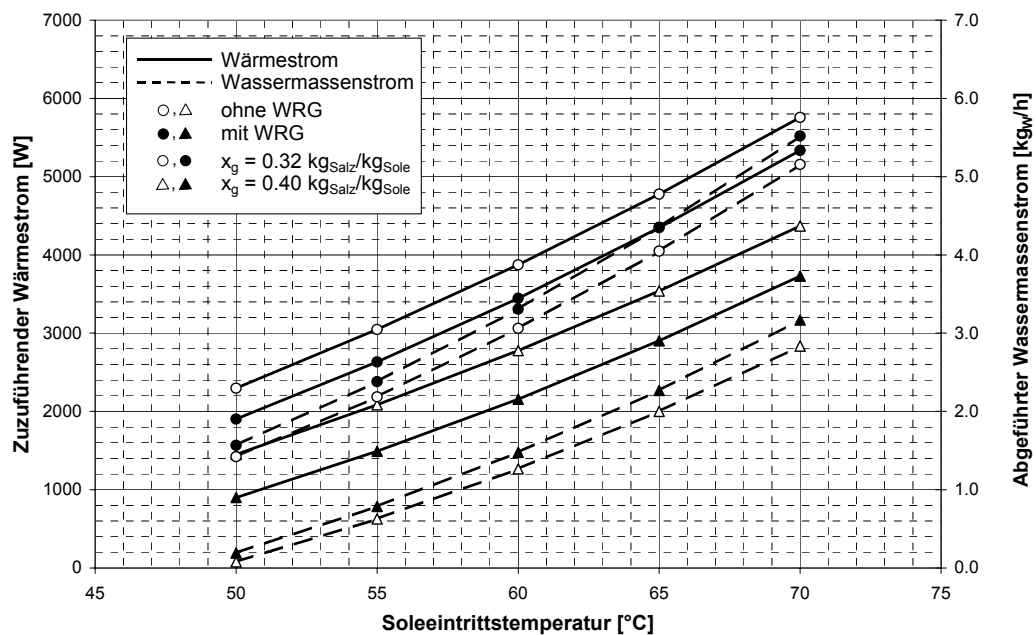


Bild 12.4: Darstellung des zuzuführenden Wärmestroms und des ausgetriebenen Wassermassenstroms mit und ohne Wärmerückgewinnung / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14$ g_w/kg_{tr.L.}, $mp_{tr.L.} = 0,1$ kg_{tr.L.}/s

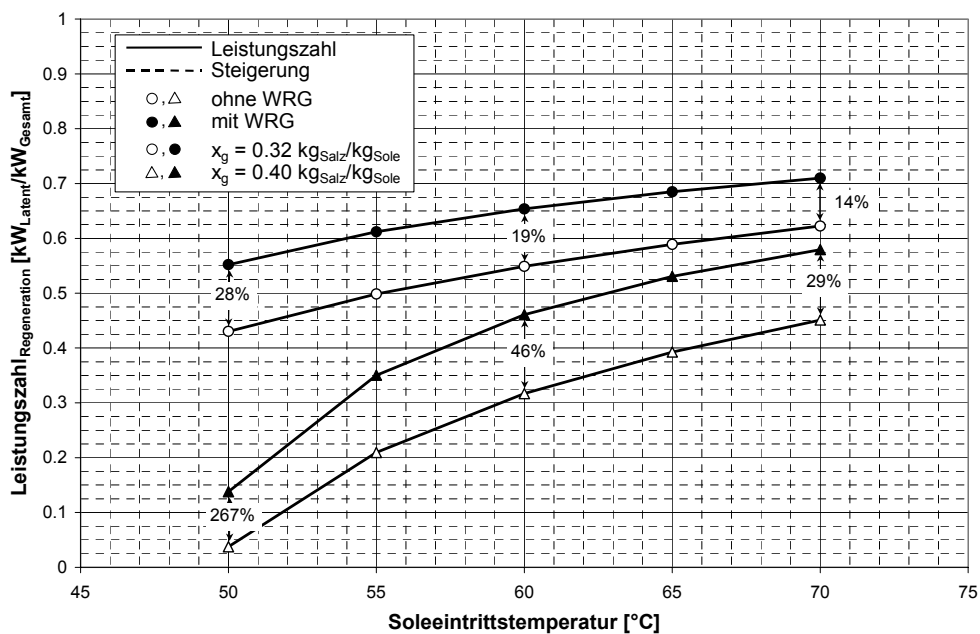


Bild 12.5: Darstellung der Leistungszahl der Regeneration / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14$ g_w/kg_{tr.L.}, $mp_{tr.L.} = 0,1$ kg_{tr.L.}/s

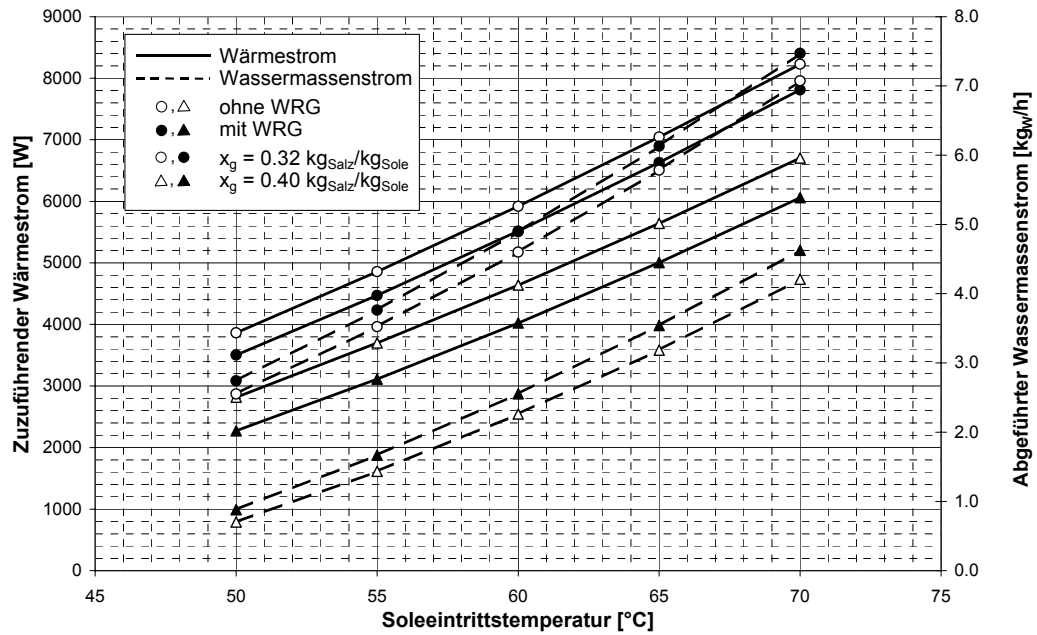


Bild 12.6: Darstellung des zuzuführenden Wärmestroms und des ausgetriebenen Wassermassenstroms mit und ohne Wärmerückgewinnung / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 10 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $mp_{tr.L.} = 0,3 \text{ kg}_{tr.L.}/s$

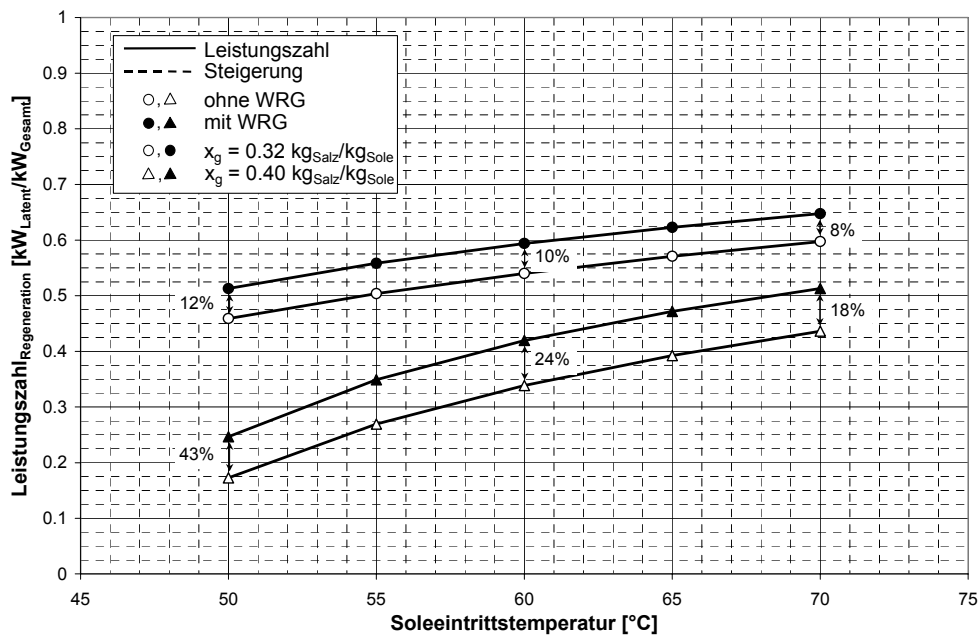


Bild 12.7: Darstellung der Leistungszahl der Regeneration / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 10 \text{ g}_W/\text{kg}_{tr.L.}$, $mp_{tr.L.} = 0,3 \text{ kg}_{tr.L.}/s$

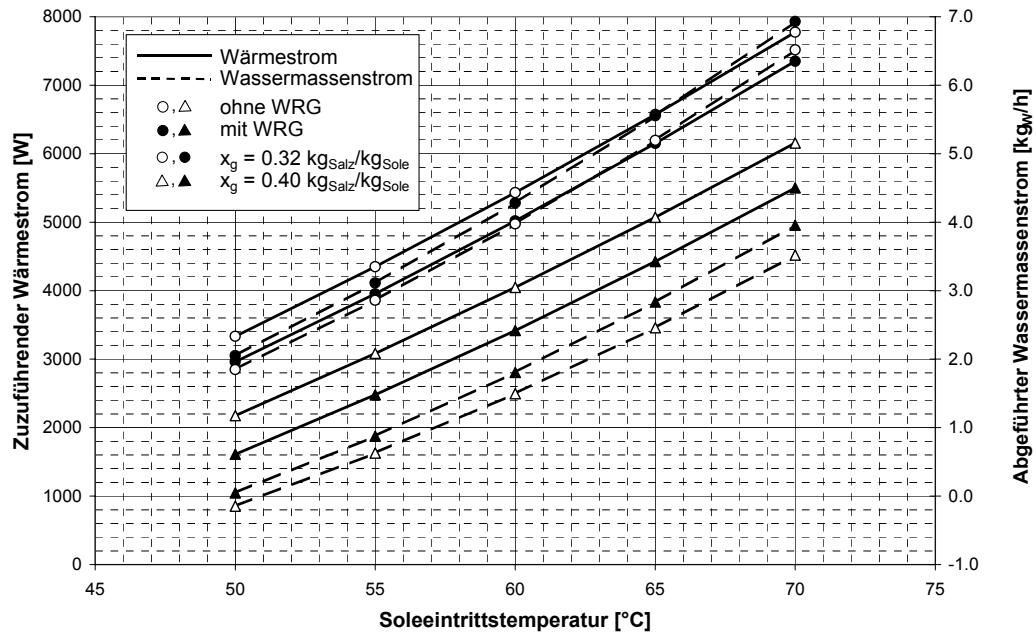


Bild 12.8: Darstellung des zuzuführenden Wärmestroms und des ausgetriebenen Wassermassenstroms mit und ohne Wärmerückgewinnung / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$, $mp_{tr.L.} = 0,3 \text{ kg}_{tr.L.}/\text{s}$

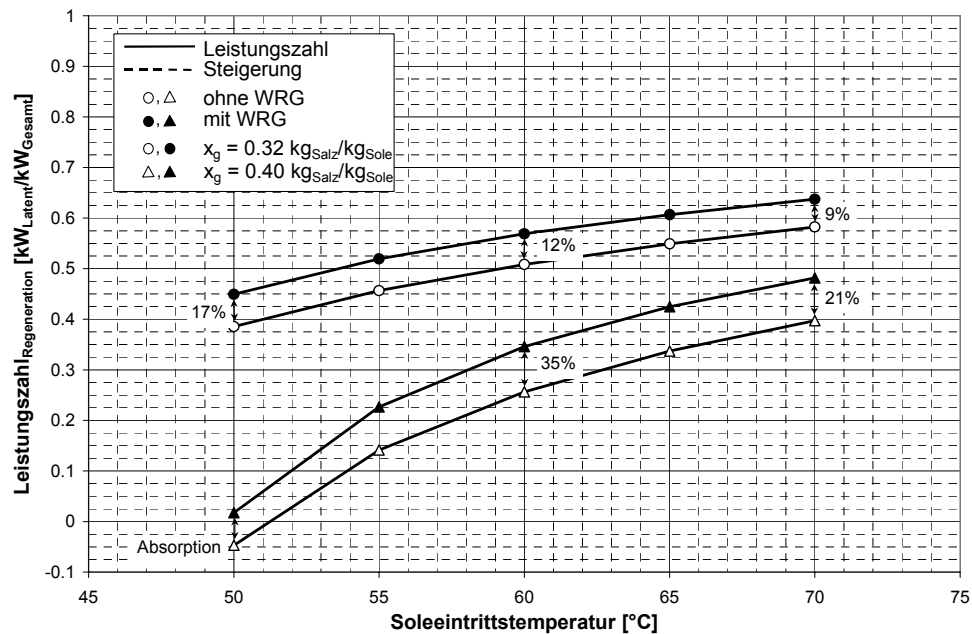


Bild 12.9: Darstellung der Leistungszahl der Regeneration / $t_{Au} = 20^\circ\text{C}$, $Y_{Au} = 14 \text{ g}_w/\text{kg}_{tr.L.}$, $mp_{tr.L.} = 0,3 \text{ kg}_{tr.L.}/\text{s}$